

Subsea varmeveksling

Eksperimentell undersøkelse av varmeovergang ved naturlig og tvungen konveksjon for rør nedsenket i vann

Øystein Olsen

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: August 2010
Hovedveileder: Erling Næss, EPT

Oppgavetekst

Bakgrunn

Nye teknologier for gass- og oljeutvinning i Nordsjøen innebærer blant annet subsea utvinning, dvs. at plattformer og produksjonsskip erstattes av faste installasjoner på havbunnen. Kjøling av brønnstrømmer inngår som et viktig element i dette, og en aktuell metode er å benytte passive metoder, dvs. varmeveksling mot omsluttende sjøvann ved hjelp av frikonveksjon og eventuelle naturlige havstrømmer. Arbeidet gjennomføres i samarbeid med Statoil, og deler av arbeidet vil kunne foregå ved Statoils avdelinger i Trondheim, Bergen eller Stavanger.

Mål

Varmeovergangsforhold for et oppvarmet rør kjølt ved naturlig og kombinert naturlig/tvungen konveksjon skal undersøkes eksperimentelt. Et primært mål er å etablere en laboratorieskala forsøksutrustning til dette formålet.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Et forsøksoppsett for måling av varmeovergang eksternt på et horisontalt/vertikalt oppvarmet rør nedsenket i vann skal utarbeides og prosjekteres. Vannet skal kunne sirkuleres normalt på røret med en hastighet på ca. 0-1 m/s. Rørets geometri fastlegges i samarbeid med Instituttet. Forsøksoppsettet skal dokumenteres, sammen med alle relevante beregninger og utstyrsspesifikasjoner.
2. Det skal utarbeides en datareduksjonsprosedyre for forsøksoppsettet, samt at forsøksoppsettet skal kalibreres. Det skal videre gjennomføres en analyse for måleusikkerheten i de beregnede størrelsene (varmeovergangstall, Reynoldstall etc.).
3. Det skal gjennomføres et måleprogram for måling av varmeovergangstall mellom rør og vann ved ulike betingelser. Måleprogrammet skal utarbeides av kandidaten i samarbeid med instituttet.
4. Måleresultatene skal bearbeides, presenteres og diskuteres. Resultatene skal videre sammenliknes med tilgjengelige data/modeller/korrelasjoner, og eventuelle avvik diskuteres.
5. Forslag til videre arbeid skal utarbeides.

Oppgaven gitt: 08. februar 2010

Hovedveileder: Erling Næss, EPT

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Øystein Olsen

Våren 2010

Subsea varmeveksling: Eksperimentell undersøkelse av varmeovergang ved naturlig og tvungen konveksjon for rør nedsenket i vann

Subsea Heat Exchange: Experimental investigation of heat transfer with natural and forced convection for tubes submerged in water

Bakgrunn

Nye teknologier for gass- og oljeutvinning i Nordsjøen innebærer blant annet 'subsea' utvinning, dvs. at plattformer og produksjonsskip erstattes av faste installasjoner på havbunnen. Kjøling av brønnstrømmer inngår som et viktig element i dette, og en aktuell metode er å benytte passive metoder, dvs. varmeveksling mot omsluttende sjøvann ved hjelp av frikonveksjon og eventuelle naturlige havstrømmer. Arbeidet gjennomføres i samarbeid med Statoil, og deler av arbeidet vil kunne foregå ved Statoils avdelinger i Trondheim, Bergen eller Stavanger.

Mål

Varmeovergangsforhold for et oppvarmet rør kjølt ved naturlig og kombinert naturlig/tvungen konveksjon skal undersøkes eksperimentelt. Et primært mål er å etablere en laboratorieskala forsøksutrustning til dette formålet.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Et forsøksoppsett for måling av varmeovergang eksternt på et horisontalt/vertikalt oppvarmet rør nedsenket i vann skal utarbeides og prosjekteres. Vannet skal kunne sirkuleres normalt på røret med en hastighet på ca. 0-1 m/s. Rørets geometri fastlegges i samarbeid med Instituttet. Forsøksoppsettet skal dokumenteres, sammen med alle relevante beregninger og utstyrsspesifikasjoner.
2. Det skal utarbeides en datareduksjonsprosedyre for forsøksoppsettet, samt at forsøksoppsettet skal kalibreres. Det skal videre gjennomføres en analyse for måleusikkerheten i de beregnede størrelsene (varmeovergangstall, Reynoldstall etc.).
3. Det skal gjennomføres et måleprogram for måling av varmeovergangstall mellom rør og vann ved ulike betingelser. Måleprogrammet skal utarbeides av kandidaten i samarbeid med instituttet.

4. Måleresultatene skal bearbejdes, presenteres og diskuteres. Resultatene skal videre sammenliknes med tilgjengelige data/modeller/korrelasjoner, og eventuelle avvik diskuteres.
5. Forslag til videre arbeid skal utarbejdes.

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbejelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbejdet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

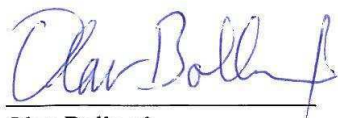
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

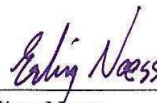
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 12. januar 2010



Olav Bolland
Instituttleder



Erling Næss
Faglig ansvarlig/veileder

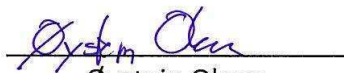
Forord

Denne hovedoppgaven hadde ikke vært mulig uten et samarbeid mellom mange personer. Jeg har til tider følt meg mer som prosjektleder enn student, men samarbeidet har fungert godt, og alt som var planlagt i løpet av oppgaven har tilslutt blitt utført.

Jeg vil derfor takke alle som har vært med å hjelpe meg med designspørsmål, praktiske vurderinger, og bygging og montering av forsøksmodellen.

Jeg vil også takke min veileder på NTNU, Erling Næss, for all hjelp og faglig tilbakemelding han har gitt meg i løpet av perioden.

Til slutt vil jeg takke Statoil, og min kontaktperson der, Caroline Bøe, for å ha fått muligheten til å bygge denne modellen og utføre disse forsøkene.


Øystein Olsen,
Trondheim 23.08.10

Sammendrag

Rapporten tar for seg design, bygging og utføring av målinger på en forsøksrigg som skal simulere en passiv varmeveksler til bruk i subsea varmeveksling. Målet med forsøkene er å undersøke varmeovergangen ved forskjellige rørtemperaturer og vannstrømninger.

Forsøksriggen som blir designet og bygget består av et vertikalt rør plassert i en vannrenne som har justerbar vannhastighet. Røret blir varmet opp ved hjelp av termoelementer og avgir varme til vannet rundt. Rørveggtemperaturen blir målt ved forskjellige effekter for å finne varmeovergangstallene.

Målingene fra forsøkene stemmer godt overens med teorien for naturlig konveksjon ved stillestående vann, men avviker fra teorien allerede ved liten vannhastighet. De målte varmeovergangstallene ved strømning er mye høyere enn de teoretiske beregnede varmeovergangstallene for naturlig og tvungen konveksjon.

Det blir oppdaget store usikkerhetsmomenter ved modellen, der hovedproblemet er ujevn varmefluks. Det antas også at det er stor usikkerhet i strømningshastighetsmålingene.

På grunn av usikkerhetsmomentene blir det anbefalt å jobbe videre med modellen for å eliminere disse, eller å bygge en ny modell basert på erfaringene fra denne rapporten.

Innholdsfortegnelse

1	Innledning.....	1
2	Forutsetninger.....	3
3	Teoretisk bakgrunn.....	4
3.1	Naturlig konveksjon.....	4
3.2	Tvungen konveksjon.....	5
3.3	Fluidegenskapene.....	6
3.4	Sammenheng mellom varmeovergangstall og rørlengde.....	8
3.5	Sammenheng mellom varmeovergangstall og strømningshastighet...	9
3.6	Sammenheng mellom varmeovergangstall og veggtemperatur.....	10
4	Bestemmelse av utforming på forsøksrigg.....	11
4.1	Konklusjon.....	14
5	Design av forsøksmodellen.....	15
5.1	Oppvarmingsmetode.....	15
5.2	Effektbehov.....	15
5.3	Valg av elementtype.....	16
5.4	Varmeledende fyllmateriale.....	18
5.5	Rørmateriale.....	19
5.6	Praktisk utforming.....	21
6	Bygging av modell.....	23
6.1	Produksjonsfeil.....	23
6.2	Innstøping.....	25
6.3	Fresing av spor.....	26
6.4	Termokoblinger.....	27
6.5	Modellens utforming.....	28
7	Forsøksoppsett.....	29
7.1	Strømkilde.....	30
7.2	Måleutstyr.....	33

8	Måleprogram.....	36
9	Utføring av målinger.....	37
9.1	Vannhastighetsproblemer.....	37
9.2	Målingene.....	40
10	Måleresultater.....	42
10.1	Maksimal varmeelementeffekt.....	42
10.2	Målte rørveggtemperaturer.....	43
11	Usikkerhetsanalyse.....	45
11.1	Fluktuasjon av rørveggtemperatur.....	46
11.2	Teoretisk bakgrunn for usikkerhetsanalyser.....	47
11.3	Usikkerhetsberegning for varmeovergangstall.....	48
11.4	Annen usikkerhet.....	49
12	Bearbeiding av resultater.....	50
12.1	Varmeovergangstall ved varierende veggtemperatur.....	50
12.1.1	Varmeovergangstall ved naturlig konveksjon.....	52
12.1.2	Varmeovergangstall ved 0,048 m/s strømning.....	53
12.1.3	Varmeovergangstall ved 0,104 m/s strømning.....	54
12.1.4	Varmeovergangstall ved 0,140 m/s strømning.....	55
12.1.5	Varmeovergangstall ved 0,199 m/s strømning.....	56
12.2	Varmeovergangstall ved varierende vannstrømning.....	57
12.2.1	Varmeovergangstall ved 45 °C veggtemperatur.....	58
13	Konklusjon.....	60
14	Forslag til videre arbeid.....	61
15	Bibliografi.....	62
16	Vedlegg.....	63

Figurliste

Figur 3-1, Skjerm bilde fra beregningsark i Excel	7
Figur 3-2, Grashof-tall og varmeovergangstall mot rørlengde.....	8
Figur 3-3, Varmeovergangstall mot strømningshastighet.....	9
Figur 3-4, Varmeovergangstall mot veggtemperatur.....	10
Figur 4-1, Et førsteutkast til vannrenne med filter.....	12
Figur 4-2, Et førsteutkast til smultringformet vannrenne	12
Figur 4-3, Vannrenne på loftet over vannkraftlabben	13
Figur 4-4, Gitter ved utløp av vannrenne	14
Figur 5-1, Prinsipp tegning med gjennomgående varmeelementer	16
Figur 5-2, Prinsipp tegning med varmeelementer som kun kobles i én ende	17
Figur 5-3, Konduktivitetsberegninger i COMSOL Multiphysics	18
Figur 5-4, Beregning av varmeovergang ved freste spor	20
Figur 5-5, Bestillingsspesifikasjoner for varmeelementene	21
Figur 5-6, Varmeelementplassering på topp og bunnflens.....	22
Figur 6-1, Toppflens på leverte varmeelementer.....	23
Figur 6-2, Bunnflens med fyllehull for tinn på leverte varmeelementer	24
Figur 6-3, Spesifikasjonene for de leverte varmeelementene	24
Figur 6-4, Spesifisert plassering av termokoblinger og freste spor.....	26
Figur 6-5, Skisse av loddepunkt for termokobling.....	27
Figur 6-6, Ferdig monterte termokoblinger	27
Figur 6-7, Termokobling loddet til rørveggen	28
Figur 6-8, Spesifikasjoner på ferdig bygget modell	28
Figur 7-1, Montering av røret i vannrenna.....	29
Figur 7-2, Strømforsyningskapp til varmeelementene	30
Figur 7-3, Kontrollpanel for effektregulering	31
Figur 7-4, Ferdig montert rør under testing.....	32
Figur 7-5, Tilkobling for termokoblingene.....	33
Figur 7-6, Ultrasonisk hastighetsmåler.....	34
Figur 7-7, Probe for ultrasonisk hastighetsmåler	35
Figur 7-8, Loggestasjon med diverse loggeutstyr.....	35
Figur 9-1, Veldig forenklet flytskjema for vannrenna på vannkraftlabben	37
Figur 9-2, Overløp ved utløpet av vannrenna	38
Figur 9-3, Skisse av overløpets oppbygning	39
Figur 9-4, Forsøksriggen med en vannhastighet på 0,2 m/s	41

Figur 9-5, Naturlig konveksjon ved stillestående vann	41
Figur 10-1, Grafisk fremstilling av målepunkter	43
Figur 11-1, Temperaturvariasjoner på rørveggen	46
Figur 12-1, Varmeovergangstall ved naturlig konveksjon	52
Figur 12-2, Varmeovergangstall ved 0,048 m/s strømmning	53
Figur 12-3, Varmeovergangstall ved 0,105 m/s strømmning	54
Figur 12-4, Varmeovergangstall ved 0,140 m/s strømmning	55
Figur 12-5, Varmeovergangstall ved 0,199 m/s strømmning	56
Figur 12-6, Varmeovergangstall ved 45 °C veggtemperatur	58

Tabelliste

Tabell 2-1, Forutsetninger gitt av Statoil.....	3
Tabell 8-1, Måleprogram	36
Tabell 10-1, Måling av maksimal varmeelementeffekt.....	42
Tabell 10-2, Mal for presentasjon av måleresultater.....	44
Tabell 10-3, Målinger av veggtemperatur og vanntemperatur	44
Tabell 11-1, Usikkerhetsberegning for varmeovergangstall	48
Tabell 12-1, Varmeovergangstall ordnet etter rørtemperatur	51
Tabell 12-2, Varmeovergangstall ved forskjellig strømningshastighet	57

1 Innledning

På grunn av stadig ny teknologi er det nå mulig å bytte ut plattformer og produksjonsskip med faste undervannsinstallasjoner som har samme funksjon. En av hovedutfordringene ved undervannsinstallasjoner oppstår idet brønntrykket synker så lavt at brønnstrømmen ikke oppnår tilstrekkelig hastighet i rørledningene. Ved slike situasjoner må man ta i bruk kompressorer og pumper for å øke trykket. Dette gjør det også mulig å utvinne større mengder olje og gass fra brønnen.

Ved kompresjon av gass i en kompressor vil temperaturen på gassen øke. Denne temperaturøkningen skaper problemer etter kompressoren, fordi rørledningen ikke tåler så høye temperaturer. For å forhindre disse høye temperaturene blir derfor gassen kjølt ned til en lavere temperatur. Det vil i praksis også lønne seg å kjøle gassen ned før den blir komprimert, ettersom dette også vil øke virkningsgraden til kompressoren.

For kjøling av gassen finnes to mulige løsninger. Aktiv kjøling baserer seg på å kjøle gassen ved hjelp av tvungen konveksjon, for eksempel ved at sjøvann blir pumpet gjennom en varmeveksler. Passiv kjøling derimot, baserer seg på at varmen blir overført til omgivelsene uten sirkulasjon ved hjelp av pumper eller lignende. I praksis vil dette bety en stor varm overflate eksponert mot vannet som omgir kjøleren.

Prosjektoppgaven min, "Kjøling av subsea brønnstrømmer", utarbeider en kjøleløsning basert på aktiv kjøling, og tar for seg en termisk-hydraulisk design av en rørsatsvarmeveksler.

Denne oppgaven skal se nærmere på en løsning Statoil jobber med. Dette er en passiv kjøleløsning der gassen blir fordelt i mange tynne vertikale rør som står fritt i sjøvann. Helt konkret skal det designes, bygges og utføres eksperimenter på en forsøksmodell, for å bestemme varmeovergangen fra rørene ved forskjellige temperaturer og strømningshastigheter.

Ved naturlig konveksjon, altså konvektiv varmeoverføring uten påtvunget strømning, finnes det gode ligninger for å beskrive varmeovergangen. Dette gjelder også for tvungen konveksjon ved moderat og høy hastighet på fluidet. Problemer med gode ligninger og forklaringsmodeller dukker opp i overgangen

mellom naturlig konveksjon og tvungen konveksjon. Den beste løsningen i disse tilfellene er å utføre praktiske forsøk for å finne ut hvordan varmeovergangen oppfører seg ved betingelser så likt som mulig med de virkelige.

Forsøkene som skal utføres skal derfor konstrueres slik at man skal få et så godt som mulig bilde av hvordan varmeovergangen oppfører seg ved overgangen mellom naturlig og tvungen konveksjon. I tillegg er det viktig å holde de forskjellige parameterne så tett til de virkelige parameterne Statoil opererer med.

Parallelt med disse forsøkene jobber Statoil med en modell i full størrelse for å undersøke varmeovergangen ved naturlig konveksjon. Dette for å se om modellen avgir nok varme ved lavest tenkelige varmeovergang. I tillegg blir det utført analyser av varmeovergangen rundt vertikale rør ved hjelp av datasimuleringer, i forbindelse med hovedoppgaven til Caroline Haug Cock.

2 Forutsetninger

For å kunne tilpasse forsøksriggen er det viktig å vite hva slags verdier Statoil legger til grunn for sine modeller. Dette for å kunne bygge forsøksriggen slik at den stemmer godt overens med Statoils ønsker.

Rørdimensjoner		
Lengde	4,5 m	
Ytre diameter	60,3 mm	
Antatte temperaturer		
Veggtemperatur	70 °C	
Vanntemperatur	8 °C	
Interessante strømningshastigheter		
Minimum strømning	0 m/s	
Maksimum strømning	0,2 m/s	

Tabell 2-1, Forutsetninger gitt av Statoil

For å ikke komplisere forsøkene mer enn nødvendig tas det ikke hensyn til fouling, selv om dette er et veldig viktig tema å se mer på før den endelige rørdesignen er ferdig.

3 Teoretisk bakgrunn

For å kunne komme frem til varmeovergangstall, og for å se hvordan dette varierer ved forskjellige temperaturer og strømningshastigheter, er det viktig å se på teorien bak.

3.1 Naturlig konveksjon¹

Naturlig konveksjon fungerer ved at et fluid blir oppvarmet eller nedkjølt langs en overflate. Dette fører til en forandring i tettheten til fluidet noe som fører til at det ved hjelp av tyngdekraften enten stiger eller synker. Dette eksponerer overflaten for en ny del av fluidet som gjennomgår den samme forandringen og stiger eller synker sammen med den forrige delen. Dette skaper en naturlig strømning i fluidet som fører til det vi kaller naturlig konveksjon.

For å karakterisere den naturlige konveksjonen brukes Grashof-tallet, etter den tyske ingeniøren Franz Grashof. Dette tallet gir forholdet mellom oppdriften og de viskøse kreftene i et fluid. Grashof-tallet for en vertikal plate er definert som

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$$

, der g er tyngdeakselerasjonen [m/s^2], β er den termiske ekspansjonskoeffisienten [$1/^\circ C$], T_s og T_∞ er henholdsvis temperaturen ved overflaten og bulktemperaturen til fluidet [$^\circ C$], L_c er den karakteristiske lengden [m], og ν er den kinematiske viskositeten til fluidet [m^2/s].

Denne sammenhengen er gyldig også for vertikale sylindre så lenge diameteren på cylinderen er over en minimumsdiameter gitt av:

$$D_{min} = \frac{35L}{Gr^{\frac{1}{4}}}$$

Den karakteristiske lengden blir da lengden på røret.

Sammen med Prandtl-tallet til fluidet gir dette oss en sammenheng som beskriver andelen av varmeoverføringen som skjer ved konduksjon i forhold til konveksjon i fluidet. Dette er Rayleigh-tallet.

¹ (Çengel, 2006, ss. 509-511)

$$Ra_L = Gr_L Pr$$

For å bruke denne sammenhengen har det blitt funnet mange forskjellige korrelasjoner. For vertikale plater og dermed også vertikale sylindrer finnes følgende formel for å finne Nusselt-tallet.

$$Nu = \left(0,825 + \frac{(0,387 Ra^{1/6})}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2$$

Nusselt-tallet gir det direkte forholdet mellom andelen konvektiv varmeoverføring og andelen konduktiv varmeoverføring. Dermed er det enkelt å finne varmeovergangstallet, ettersom vi vet at varmeovergangstallet følger formelen:

$$h = \frac{k}{L} \cdot Nu$$

For å i tillegg finne overført varme, brukes sammenhengen:

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty)$$

3.2 Tvungen konveksjon²

Tvungen konveksjon er beskrivelsen av prosessen der et fluid passerer forbi en overflate og enten gir fra seg eller tar til seg varme. Ettersom denne prosessen baserer seg på en strømning i fluidet tar det ikke hensyn til små forandringer i tettheten, slik naturlig konveksjon baserer seg på.

Det karakteristiske ved tvungen konveksjon er Reynolds-tallet. Dette tallet gir forholdet mellom treghetskraftene og de viskøse kraftene i fluidet. Reynolds-tallet er definert som

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

, der V er hastigheten til fluidet [m/s], D er den karakteristiske lengde [m], her diameteren til røret, og ν er den kinematiske viskositeten til fluidet [m²/s].

² (Çengel, 2006, s. 413)

Det er mange forskjellige korrelasjoner for strømning rundt en glatt vertikal sylinder som gir omtrent de samme verdiene. Jeg har valgt meg ut en korrelasjon funnet av Churchill og Bernstein. Denne gir et Nusselt-tall som er definert som:

$$Nu_{cyl} = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

Som ved naturlig konveksjon er det dermed enkelt å beregne varmeovergangstallet ved å bruke sammenhengen:

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu$$

Her er derimot den karakteristiske lengden ikke lengden på røret, men diameteren.

3.3 Fluidegenskapene

For å få nøyaktige svar ved utregning av varmeovergangstallene er det nødvendig å finne gode verdier på de forskjellige fluidegenskapene. For å bruke sammenhengene og korrelasjonene som er nevnt tidligere trengs følgende fluidegenskaper:

B, termisk ekspansjonskoeffisient [1/C]

v, kinematisk viskositet [m²/s]

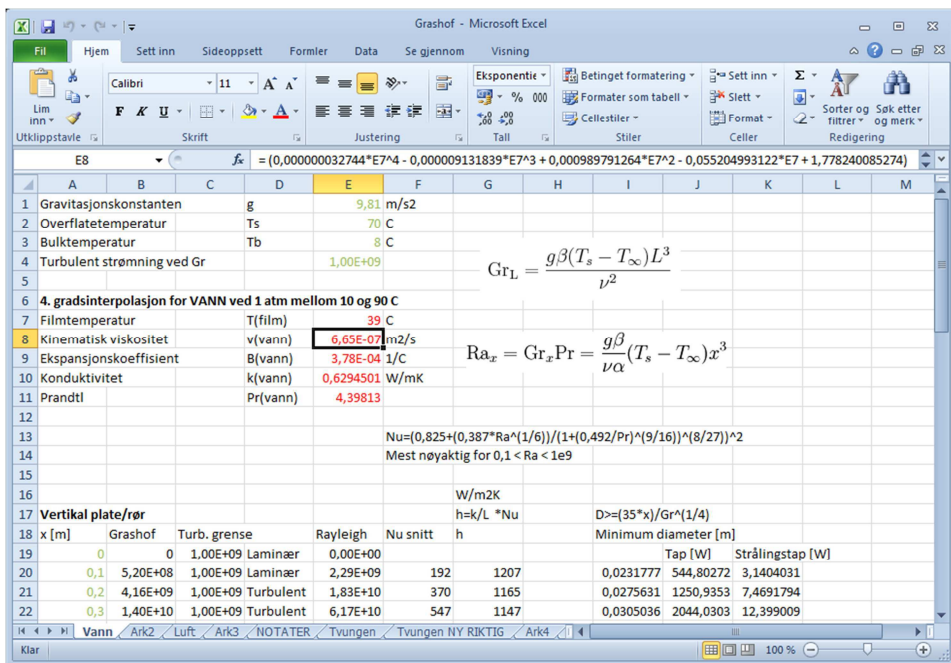
k, konduktivitet [W/mK]

Pr, Prandtl-tallet

Alle disse fluidegenskapene varierer med temperaturen på fluidet, og ettersom en del av forsøket er å se på varmeovergangen ved forskjellige temperaturer er det viktig å justere fluidegenskapene etter riktig temperatur. Ettersom det er snakk om varmeovergang mellom et fluid og en overflate hentes fluidegenskapene fra filmtemperaturen som er definert som gjennomsnittet av fluidtemperaturen og overflatetemperaturen.

Ettersom det skal utføres mange beregninger ved forskjellige temperaturer er det veldig tidkrevende å slå opp i en tabell og interpolere seg frem for hver eneste verdi. Derfor ble det satt av tid til å løse dette problemet.

Fluidegenskapene ble plottet for forskjellige temperaturer mellom 10 °C og 90 °C. Deretter ble det ved hjelp av regresjon laget en 4. grads ligning som gir en ganske nøyaktig representasjon av fluidegenskapene over temperaturintervallet. Denne ligningen ble deretter kontrollert mot tabellene igjen for å kontrollere nøyaktigheten. Figur 3-1 viser et skjermbilde fra Excel med formelen for kinematisk viskositet markert.

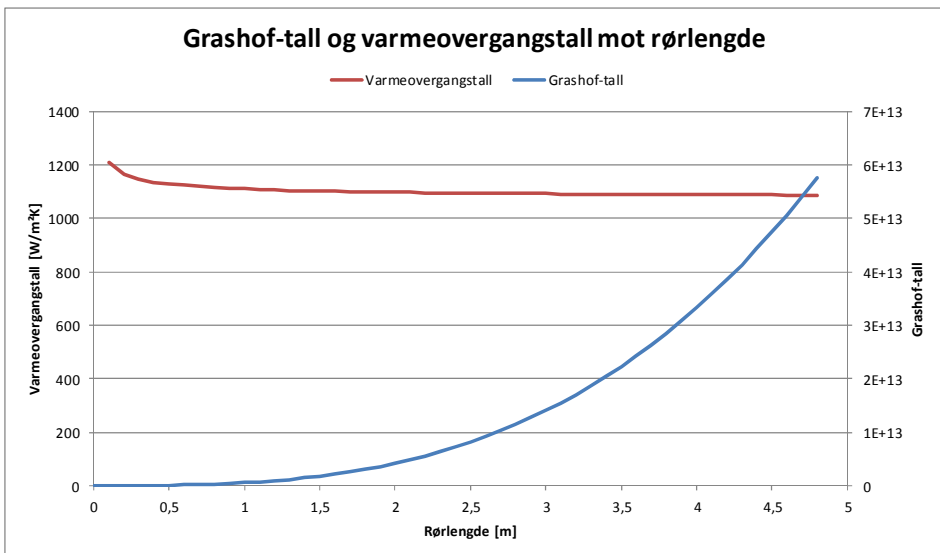


Figur 3-1, Skjermbilde fra beregningsark i Excel

Ettersom dette hele tiden gir riktige fluidegenskaper unngås forenklinger som for eksempel å bruke konstante verdier. Dette øker nøyaktigheten på beregningene betydelig.

3.4 Sammenheng mellom varmeovergangstall og rørlengde

Ettersom det er tydelig at det ikke er mulig å bygge forsøksriggen i fullskala, 4,5 m, er det interessant å se hvordan varmeovergangstallet varierer som funksjon av rørlengden. Figur 3-2 viser varmeovergangstallet og Grashof-tallet som funksjon av rørlengden. Verdiene er beregnet ved 70 °C veggtemperatur og 8 °C vanntemperatur.



Figur 3-2, Grashof-tall og varmeovergangstall mot rørlengde

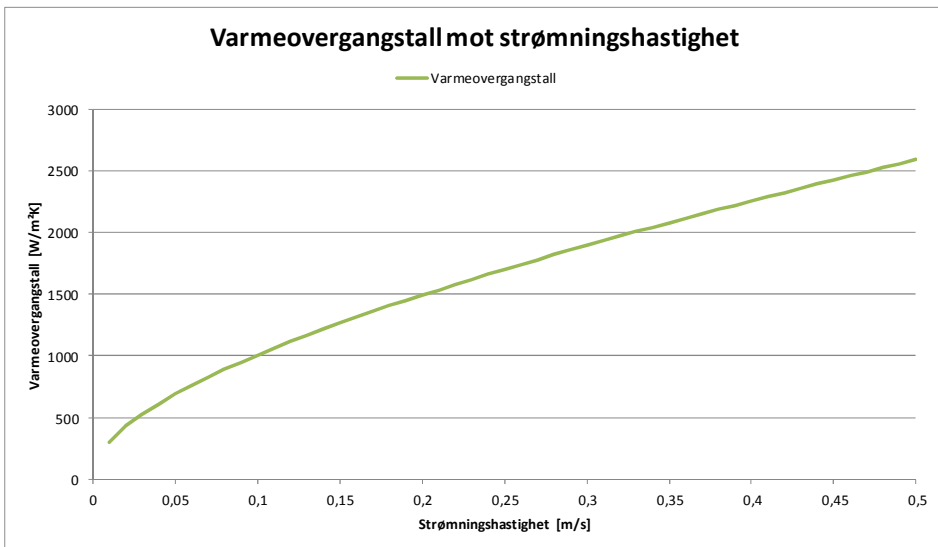
Grashof-tallet stiger over hele skalaen, mens varmeovergangstallet stabiliserer seg og går mot en asymptotisk verdi. Den største forandringen i varmeovergangstall kommer den første halvmeteren av røret, og ved én meter er den tilnærmet lik asymptoten.

Det virker altså ikke som om lengden på røret har mye å si for det totale varmeovergangstallet. Noe som tilsier at røret ikke trenger å være større enn én meter for å tilnærme seg resultater som gjelder for hele røret.

I denne sammenhengen er det ikke interessant å se på hvordan den tvungne konveksjonen påvirker varmeovergangstallet, ettersom korrelasjonene og formlene ikke tar hensyn til rørlengden i det hele tatt.

3.5 Sammenheng mellom varmeovergangstall og strømningshastighet

Figur 3-3 viser varmeovergangstallet som funksjon av strømningshastigheten beregnet ut ifra ligningene for tvungen konveksjon. Varmeovergangstallet er ved 70 °C veggtemperatur, 8 °C vanntemperatur og en rørdiameter på 67mm.

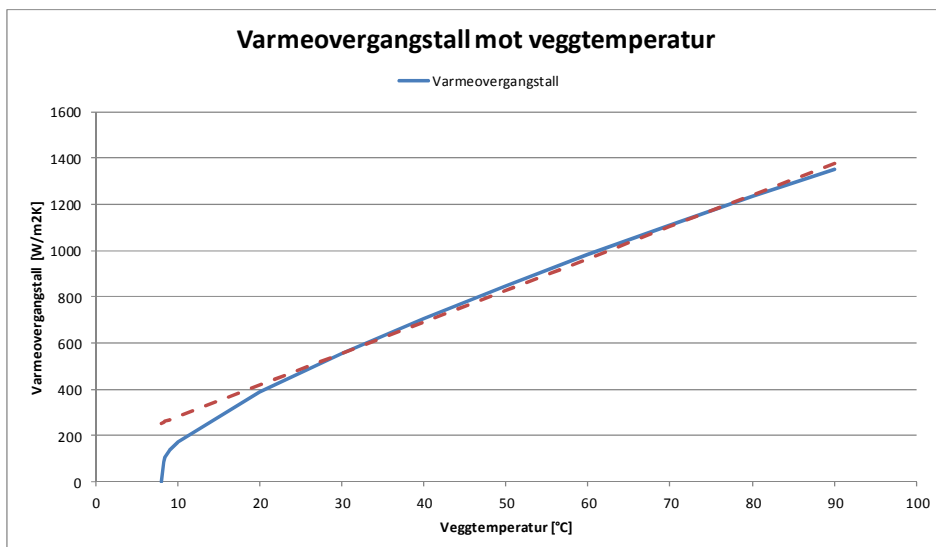


Figur 3-3, Varmeovergangstall mot strømningshastighet

Grafen tar ikke hensyn til den naturlige konveksjonen, ettersom det er nettopp det som skal undersøkes. Det er derimot interessant å se hvordan varmeovergangstallet utvikler seg ved forskjellige strømningshastigheter. Det virker som om varmeovergangstallet øker tilnærmet lineært over 0,2 m/s.

3.6 Sammenheng mellom varmeovergangstall og veggtemperatur

Figur 3-4 viser varmeovergangstallet som funksjon av veggtemperaturen beregnet ut ifra ligningene for naturlig konveksjon. Varmeovergangstallet er gitt ved 8 °C vanntemperatur og en rørlengde på 1,0 m.



Figur 3-4, Varmeovergangstall mot veggtemperatur

Det virker som om sammenhengen mellom varmeovergangstallet og veggtemperaturen er tilnærmet lineær over 20 °C. Så resultater mellom 20 °C og 80 °C må sies å være representative for det ideelle rundt 70 °C. Det er derimot tydelig at temperaturen har mye å si for varmeovergangstallet ved naturlig konveksjon.

Ettersom varmeovergangstallet ved tvungen konveksjon varierer veldig lite ved temperaturforandringer er det ikke interessant å se på variasjonene. Mellom 80 og 40 °C veggtemperatur varierer varmeovergangstallet fra 1030 til 928 W/m²K.

4 Bestemmelse av utforming på forsøksrigg

For å kunne utføre målinger på et rør nedsenket i vann ved forskjellige strømningshastigheter, trengs en vannkanal å plassere røret i. I utgangspunktet ble det planlagt å bygge en vannrenne fra bunnen av.

Den begrensende faktoren ved bestemmelsen av utformingen på vannrenna var vanngjennomstrømningen. Dette fordi vannmengden som skal til for å oppnå den ønskede vannhastighet på 0,2 m/s blir veldig stor allerede ved et lavt vannspeil. For å minimere vanngjennomstrømningen ble det dermed lagt vekt på å lage kanalen så liten som mulig.

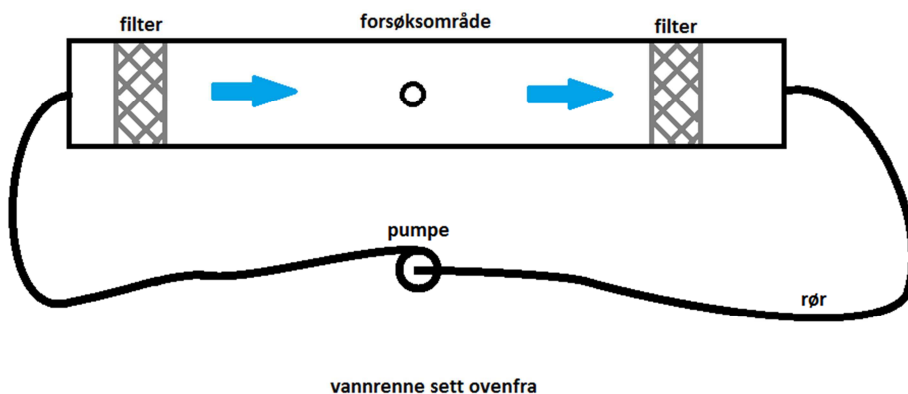
For å bestemme bredden på vannkanalen ble det konsultert med litteraturen. Bredden på vannkanalen bør være 5 ganger så stor som diameteren på røret for å unngå effekter som oppstår langs kanalveggen.³ Ved en diameter på 60 mm vil dermed kanalbredden måtte være minimum 0,3 m.

Høyden på kanalen blir bestemt av ønsket av høyde på røret som skal brukes i forsøket. Etter forarbeidet utført i kapittel 3.4 ser man at varmeovergangstallet ikke forandrer seg nevneverdig etter en høyde på 1,0m. Valget falt dermed på å bruke et rør på 1,0m i forsøket. For å ta hensyn til at det ved naturlig konveksjon dannes en vertikal strømning, ble det bestemt å ha 5 cm klaring i hver ende av røret for å tillate den vertikale strømningen over hele overflaten av røret. Vannspeilet måtte dermed være 1,1 m.

Ved en bredde på 0,3 m, en høyde på 1,1 m og en strømningshastighet på 0,2 m/s vil vanngjennomstrømningen bli 66 liter/s.

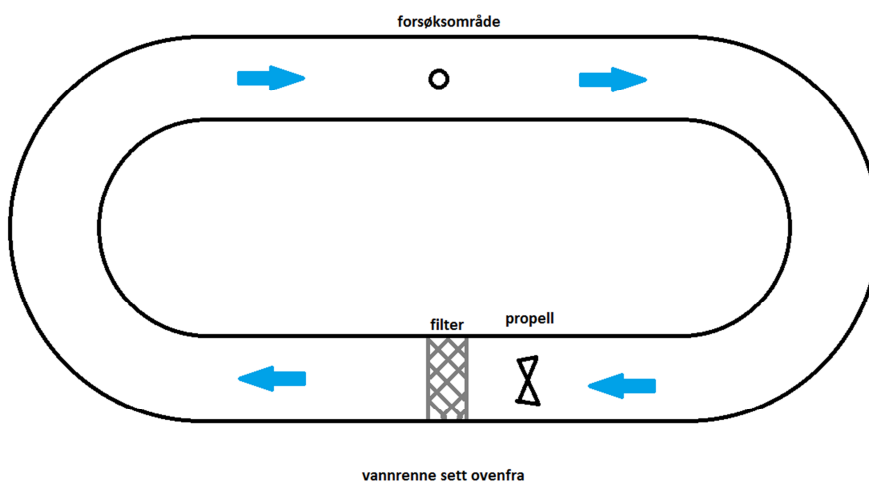
På grunn av den store vanngjennomstrømningen dukket det opp et nytt problem. For å kunne få gode målinger må vannhastigheten være konstant langs hele rørlengden. Ved å bruke pumper for å sirkulere vannet i en vannrenne vil ikke pumpa fordele vannet jevnt over. Det vil bli en vannstråle som står inn i vannkaret og lager turbulent, ujevn, strømning. Løsningen på dette problemet er å lage vannrenna lang og legge inn filter for å prøve å oppnå jevn hastighet. Dette er vist i Figur 4-1.

³ (A. Zukauskas & J. Ziugzda, 1985)



Figur 4-1, Et førsteutkast til vannrenne med filter

Løsningen garanterer derimot ikke jevn strømning, i tillegg til at vannrenna i seg selv er veldig stor og krever tid å bygge. Et annet problem er å få tak i en Pumpe som klarer å pumpe 66 liter/s. Det ble dermed brukt mer tid for å prøve å finne en annen løsning.



Figur 4-2, Et førsteutkast til smultringformet vannrenne

Ved å ta bort pumpa og erstatte den med en propell unngår man dyse-effekten av rørene fra pumpa. Propellen vil derimot sette i gang en roterende strømning i vannet. Men på grunn av den lange avstanden mellom propellen og

forsøksområdet, skulle ikke dette være et stort problem. Denne løsningen vil derimot bli enda større enn den første, og er dermed heller ikke helt ideell.

En annen løsning var å bruke den eksisterende vannrenna installert på loftet over vannkraftlabben. Denne vannrenna brukes i hovedsak som et høydereservoar for testing av turbiner, men egner seg også for forsøk. En inspeksjon av vannrenna ble foretatt, sammen med en test av vanngjennomstrømningen. Figur 4-3 viser vannrenna med overløpende stendere.



Figur 4-3, Vannrenne på loftet over vannkraftlabben



Figur 4-4, Gitter ved utløp av vannrenne

Bredden og høyden på vannrenna er henholdsvis 1,0 m og 1,2 m, illustrert av Figur 4-4, noe som egner seg godt for forsøkene. Den maksimale høyden på vannspeilet er derimot bare 0,80 m. Dette fører til at den maksimale høyden på røret bare kan være 0,70 m ettersom det trengs 5 cm i begge ender for å oppnå god vertikal strømning ved naturlig konveksjon. Likevel ser man fra kapittel 3.4 at den største forandringen i varmeovergangstall kommer før 0,5 m.

Vannhastigheten ble målt langt over de nødvendige 0,2 m/s.

4.1 Konklusjon

Etter samtale med Statoils representant ble det bestemt å utføre forsøkene i vannrenna over vannkraftslabben. Dette på grunn av praktiske hensyn.

På grunn av høyden på vannspeilet i vannrenna må forsøksmodellen derfor være 0,70m høy. Ettersom bredden på kanalen er så stor vil det ikke være problemer med effekter langs kanalveggen, men diameteren på røret må likevel være større enn den teoretiske minimumsdiameteren, for å kunne sammenligne forsøkene med teorien. (Kapittel 3.1)

5 Design av forsøksmodellen

5.1 Oppvarmingsmetode

For å oppnå varmeovergang mellom røret og vannet er det nødvendig å varme røret. Det finnes i hovedsak to løsninger på dette problemet.

Den ene løsningen er å sirkulere et varmt fluid gjennom røret. Fluidet må da varmes opp til en gitt temperatur i et reservoar, og deretter pumpes gjennom røret. Temperaturen må måles ved innløpet og utløpet for å bestemme varmeovergangen.

Denne løsningen byr på en del problemer, i og med at varmeovergangen fra fluidet inne i røret ikke nødvendigvis er jevn, i tillegg til at det er vanskelig å måle bulktemperaturen til fluidet ved innløpet og utløpet. Det er også vanskelig å begrense den varme delen av røret til 0,70m, ettersom røret må danne en krets for fluidet. Denne sirkulerende kretsen fører også til at den sylindriske formen til røret ikke blir ivaretatt.

Den andre løsningen går ut på å bruke elektriske elementer til å varme opp røret. Disse kan produseres i de fleste størrelser og effektområder. I tillegg vil varmefluksen være konstant over hele rørlengden som gjør det enklere å bruke resultatene videre. Det vil også være gunstig for å holde seg til den sylindriske formen av røret, ettersom det ikke trengs en fluidkrets.

På grunn av alle fordelene med elektrisk oppvarming ble det valgt å gå for denne løsningen.

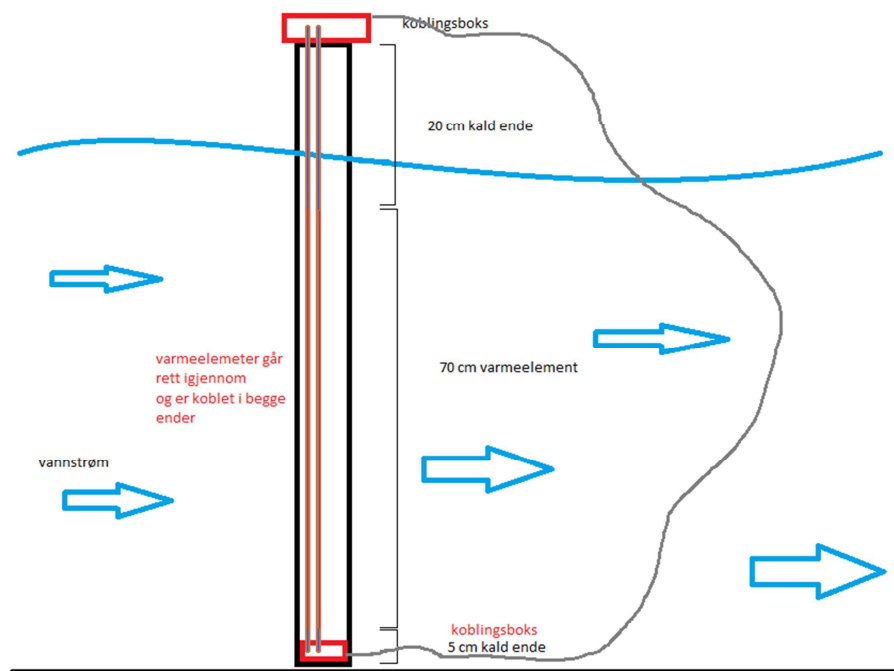
5.2 Effektbehov

For å komme så nær som mulig Statoils veggtemperatur på 70 °C, må det beregnes et antatt varmeovergangstall for å finne effekten som må tilføres. Ved å bruke regnearket som allerede er laget, finner man varmeovergangstallet ved naturlig konveksjon for 70 °C veggtemperatur ved en vanntemperatur på 8 °C, 1119 W/m²K. Dersom det antas en diameter på røret på 67mm, gir det oss en nødvendig effekt på 10,2 kW.

5.3 Valg av elementtype

For å få produsert varmeelementene ble det tatt kontakt med Norske Backer, som produserer varmeelementer i mange forskjellige størrelser og effekter. Over e-post og telefon ble det undersøkt hva de kunne tilby av varmeelementer for å komme frem til en løsning som passet i dette tilfellet.

Første forslag var å bruke 8mm varmeelementer med kobling i begge ender. På denne måten er det mulig å pakke mange varmeelementer inne i røret. Ved mange elementer kan hvert element ha en lavere effekt. Dette hjelper på å holde temperaturen ved hvert element lavere, i tillegg til at varmen blir fordelt jevnt rundt røret. Figur 5-1 viser en skisse av røret med to gjennomgående varmeelementer, med koblingsboks i begge ender.



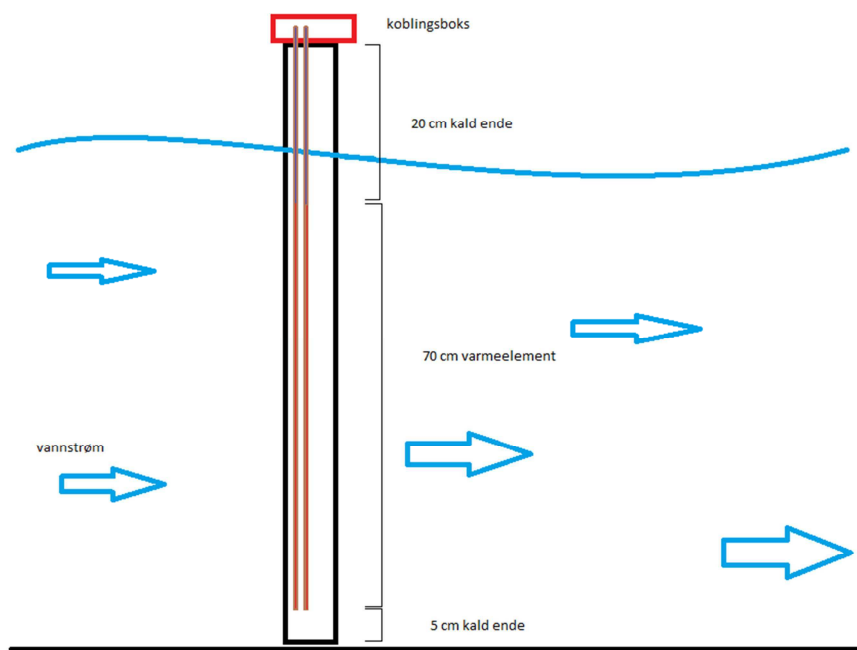
Figur 5-1, Prinsipp tegning med gjennomgående varmeelementer

Varmeelementene har 0,70m varmende del, og kalde ender i hver ende for å opprettholde den vertikale strømmingen ved naturlig konveksjon, som beskrevet i kapittel 4.

For å hjelpe på varmeovergangen mellom varmeelementene og rørveggen fylles røret med aluminiumsoksidpulver. Pulveret tåler høye temperaturer, og

har et mye høyere varmeovergangstall enn luft, noe som gjør at temperaturen langs varmeelementene ikke blir så høy. Det har fordeler i forhold til å bruke et fluid ved at pulveret ligger stille og kun leder varme konduktivt. Dette sikrer jevn varmefluks.

Ved videre samtaler med Norske Backer om utformingen, ble det nevnt at det fantes varmeelementer med kobling i én ende. Dette forenkler modellen mye, da man slipper problematikken med koblingsboks under vannoverflaten, og tilhørende kabler. Problemet med løsningen var at disse elementene måtte bestilles fra produsenten i Sverige. Det ble likevel konkludert med at dette var en mye enklere og bedre løsning, noe som kommer godt frem av Figur 5-2.



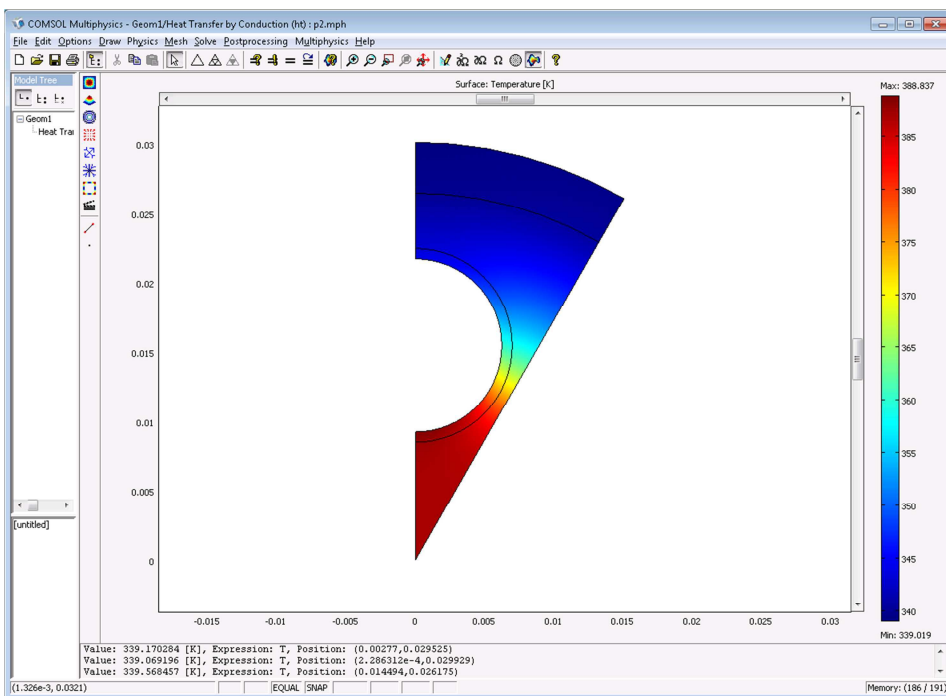
Figur 5-2, Prinsipp tegning med varmeelementer som kun kobles i én ende

Disse elementene har en diameter på 14 mm, og består av en varmetråd som er brettet på midten og tvunnet slik at begge koblingspunktene kommer på toppen. Kappen på varmeelementet er laget av rustfritt stål. Ved en innvendig diameter på røret på 60,3 mm er det plass til 6 elementer.

5.4 Varmeledende fyllmateriale

På grunn av at disse elementene har en større diameter måtte det nå brukes færre av dem. Ettersom totaleffekten skulle være den samme, ville nå effekten på hvert enkelt element være større. Dette førte til at det ble sådd tvil om fyllmaterialet som skulle brukes. Det ble derfor utført noen konduktivetsberegninger for å garantere at temperaturene var akseptable.

For å gjøre beregningene en god del enklere ble det benyttet et simuleringsverktøy for konduktivetsberegninger, COMSOL Multiphysics. Ved å tegne opp modellen og legge inn verdiene for konduktiviteten og varmeovergangstallet til de forskjellige delene ble det beregnet temperaturer ved maksimal effekt på varmeelementene. En grafisk presentasjon av temperaturen vises i Figur 5-3.



Figur 5-3, Konduktivetsberegninger i COMSOL Multiphysics

Beregningene viste at temperaturene langs varmeelementene ble langt høyere enn først forventet, så fyllmaterialet måtte endres til noe med bedre varmeledningsevne.

Etter diskusjoner med veileder og lab-teknikere ble det bestemt å prøve å støpe varmeelementene inn i tinn. Tinn har en konduktivitet på 50 - 70 W/mK, mot aluminiumsoksidpulver med en konduktivitet på 0,5 W/mK. Dette sikrer varmeelementene mot for høye temperaturer.

For å unngå vertikal varmeovergang fra den varme til de kalde endene brukes sand. Sand leder varme mye dårligere enn tinnen, og tåler veldig høye temperaturer. Løsningen blir dermed å først fylle røret med sand, for å fylle den kalde enden av røret, deretter fylle inn den varme delen med tinn, og til slutt fylle sand i den andre kalde enden.

5.5 Rørmateriale

På grunn av at røret blir varmet opp av kun seks elementer vil varmen som elementene genererer bli fordelt ujevnt ut til røroverflaten. Dette vil føre til unøyaktigheter ved forsøket, men aller mest vil det føre til unøyaktigheter ved temperaturmålingene. Avhengig av hvor temperaturføleren festes på utsiden av rørveggen vil temperaturen variere. For å hindre dette ble det bestemt å bruke et rør av kobber i stedet for rustfritt stål.

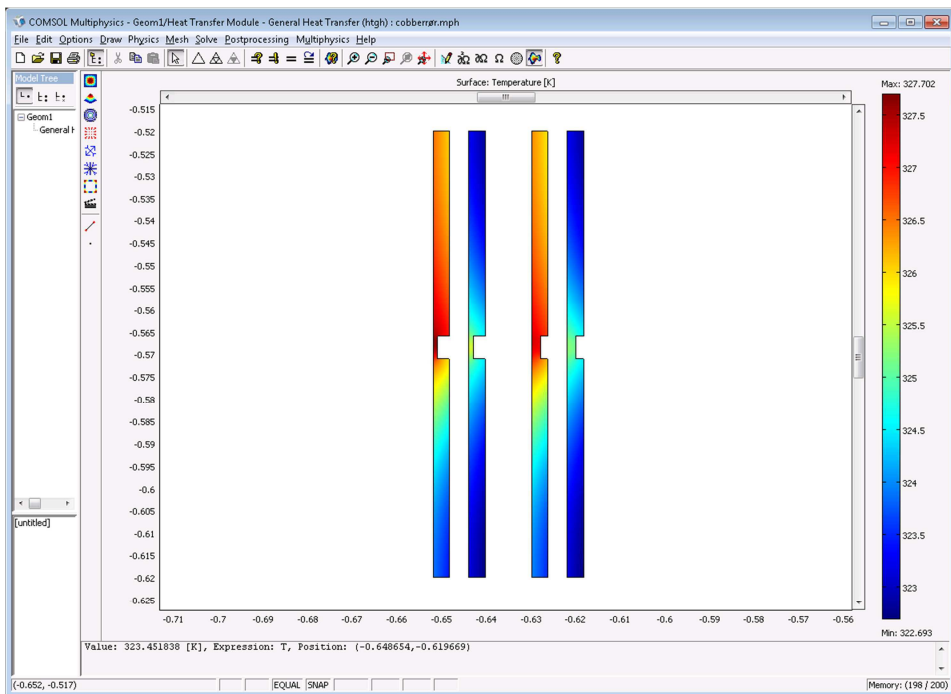
Kobberets evne til å lede varme fører til minimale fluktusjoner langs rørveggen, og dermed vil temperatursjiktet og strømmingen forholde seg til samme rørtemperatur langs hele omkretsen.

Problemet med å bruke et rør av kobber er at røret også leder varme godt i vertikal retning. Ved naturlig konveksjon vil det danne seg et temperatursjikt der røret er kaldest nederst, og blir varmere oppover, på grunn av lavere varmeovergangstall. Kobberet vil motvirke denne effekten, og dermed skade resultatene.

For å bøte på dette problemet ble det sett på effekten av å frese spor på utsiden av kobberrøret. Varmeovergangen blir da liten på grunn av det tynne kobbersjiktet, og temperaturen på den ene siden av sporet blir mindre påvirket av temperaturen på den andre siden.

Ved å dele opp røret i flere temperatursoner opprettholdes en temperaturgradient fra topp til bunn av røret. I tillegg kan varmeovergangen fra den varme delen av røret til den kalde minimeres. For å se effekten av å frese

spor i kobberet ble det tegnet en modell og utført beregninger i COMSOL Multiphysics.



Figur 5-4, Beregning av varmeovergang ved freste spor

Figur 5-4 viser to par utsnitt av kobberørveggen. Det første utsnittet i parene viser temperaturen ved forskjellige varmeovergangstall over og under det freste sporet, og det andre utsnittet viser temperaturen ved likt varmeovergangstall over og under. På denne måten kan man se hvor mye den nederste delen av røret i det første utsnittet blir påvirket av at det er et lavere varmeovergangstall og dermed varmere øverst.

Resultatene viste at å frese spor for å dele opp røret i temperatursoner fungerer bra, og fører til liten varmeovergang mellom sonene. Å bruke et kobberrør for forsøket er dermed en god løsning.

For å opprettholde den sylindriske formen kan sporet tettes med lim eller silikon.

5.6 Praktisk utforming

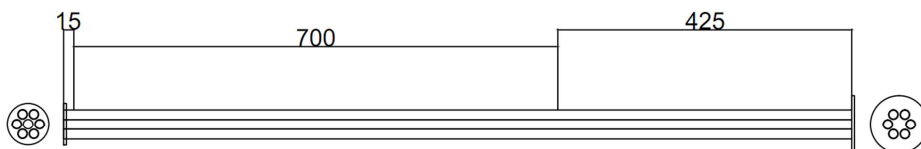
Etter samtale med Norske Backer og lab-teknikerne ble det utarbeidet en endelig utforming på varmeelementene.

Elementene ble bestilt med krav om totaleffekt ved 230 V på 10 kW, altså 1,6 kW per element.

For å fungere optimalt under forsøkene skulle oppvarmet lengde være 0,70 m med 0,05 m kald ende i begge ender. Ettersom koblingsboksen skal plasseres på toppen av elementene ble det lagt til ekstra lengde på den kalde enden på toppen, for å holde koblingsboksen et godt stykke over vannspeilet.

På grunn av begrensninger ved produksjonsmetodene var det bare mulig å levere varmeelementene med 15mm kald ende i bunnen, men dette løses enkelt i ettertid ved å la kobberøret være 35mm lenger enn elementene.

De endelige bestillingsspesifikasjonene for varmeelementene blir slik Figur 5-5 viser.



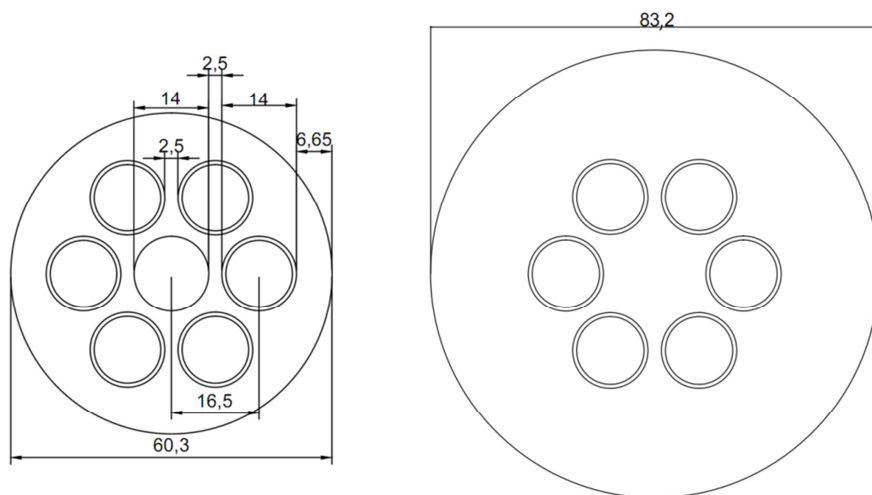
Figur 5-5, Bestillingsspesifikasjoner for varmeelementene

Norske Backer leverer elementene med ferdige flenser, derfor var det viktig å få med alle målene i bestillingen. Alle seks elementene er plassert like langt fra hverandre for å oppnå så jevn som mulig varmespredning, og et hull i bunnflensen gjør det mulig å støpe inn elementene inne i kobberøret.

På grunn av at det allerede fantes et kobberør med innvendig diameter 60,3mm på lageret i labben, ble det bestemt å bruke dette i stedet for å bestille et nytt.

Bunnflensen blir på innsiden av kobberøret, og må dermed ha en diameter på 60,3mm. Toppflensen er laget stor nok til å kunne feste kobberøret og gjøre det tett, slik at det går an å støpe inn elementene.

De endelige bestillingsspesifikasjonene på flensene blir dermed slik Figur 5-6 viser.



Figur 5-6, Varmeelementplassering på topp og bunnsflens

6 Bygging av modell

Ettersom det eneste som kom ferdig montert var flensene på varmelementene, måtte resten av modellen bygges i labben på NTNU.

6.1 Produksjonsfeil

Varmeelementene ble levert ferdig montert til topp og bunnflenser i riktige dimensjoner, men ved forberedelser til montering i kobberøret ble det oppdaget at lengden på elementene ikke stemte overens med bestillingsspesifikasjonene. Dette skapte problemer ettersom det nå var uklart hvor stor den oppvarmede delen og de kalde endene var. Figur 6-1 og Figur 6-2 viser varmeelementene slik de ble levert.

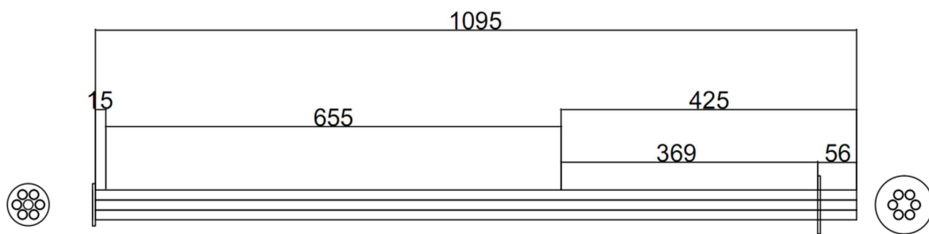


Figur 6-1, Toppflens på leverte varmelementer



Figur 6-2, Bunnflens med fyllhull for tinn på leverte varmeelementer

Norske Backer var selv usikker på hva som hadde skjedd, i og med at elementene var bestilt fra Sverige, men de klarte tilslutt å sende over en beskrivelse av hvor den oppvarmede delen var. Figur 6-3 viser målene på varmeelementene slik de ble levert.



Figur 6-3, Spesifikasjonene for de leverte varmeelementene

6.2 Innstøping

For å få hjelp med innstøpingen ble det tatt kontakt med en ekspert fra Castolin. Dette for å diskutere hvordan vi skulle kunne legge til rette for å få en så jevn som mulig innstøping uten luftbobler eller oksidlag på metallene. Eksperten mente derimot at dette kom til å bli veldig vanskelig.

Hovedproblemet mente han var at modellen var så stor, at å opprettholde riktig støpetemperatur i hele modellen var vanskelig. I tillegg mente han at det kunne bli vanskelig å fordele tinnnet rundt alle varmeelementene.

Ved støpningen må temperaturen holdes konstant i et lite temperaturintervall. Ved for lav temperatur vil tinnnet begynne å stivne, og på den måten danne luftbobler og andre hulrom. Dersom temperaturen blir for høy vil derimot fluksmidelet som brukes dampe bort. Fluksmidelets funksjon er å bryte ned oksidlaget på metallene, og å sørge for at tinnnet fester seg. Derfor er det veldig viktig å ha riktig temperatur under hele støpeprosessen.

Det ble sett på alternative løsninger for å sikre varmeovergangen fra elementene, men ingen annen løsning ville klare å fordele varmen godt nok. Beslutningen ble dermed tatt om å fortsette planene med å støpe dem inn i tinn.

Kobberrøret ble kuttet i riktig lengde og loddet til varmeelementene i toppflensen og bunnflensen. Den eneste åpningen til hulrommet inne i røret var hullet som var laget i bunnflensen. Hullet i bunnflensen kommer frem av Figur 5-6 og Figur 6-1.

For å sikre så riktig temperatur som mulig ble det brukt en varmetråd rundt røret, i tillegg til at røret ble godt isolert. Det ble også satt på spenning på varmeelementene for å hjelpe til med å holde temperaturen. Røret ble fylt med sand i de kalde endene, mens tinnnet ble tilsatt over den oppvarmede lengden.

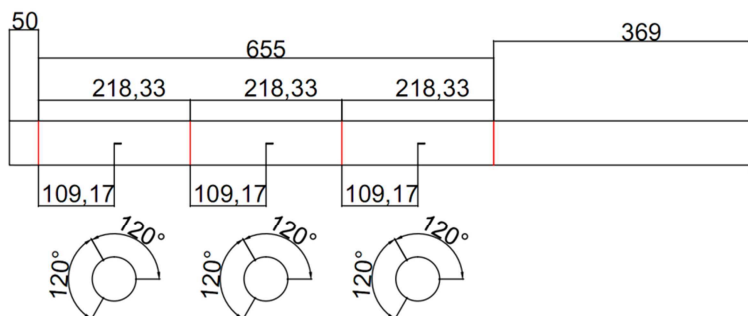
Ettersom røret var lukket, var det vanskelig å si hvordan innstøpingen gikk. Den eneste bemerkningen med innstøpingen var at det beregnede volumet tinn ikke var nok til å fylle røret, noe som kan tyde på at tinnnet har trengt seg litt ned i sanden. Det ble tilsatt ekstra tinn for å kompensere for dette.

6.3 Fresing av spor

For å unngå problemene med vertikal varmeovergang i rørveggen, som diskutert i kapittel 5.5, skulle det freses spor i rørveggen. I tillegg måtte det freses spor for termokoblingene som skulle brukes for å måle veggtemperaturen.

For å få målt eventuelle variasjoner av temperatur rundt rørdiameteren ble det bestemt å bruke ni termokoblinger, tre termokoblinger symmetrisk rundt rørdiameteren på tre forskjellige høyder.

Figur 6-4 viser arbeidstegningen for plassering av termokoblingene, og sporene som skulle freses. Flensen på høyre side er toppflensen på varmeelementene. De røde merkene markerer sporene som skulle freses, og de små svarte sporene markerer plasseringene av termokoblingene.



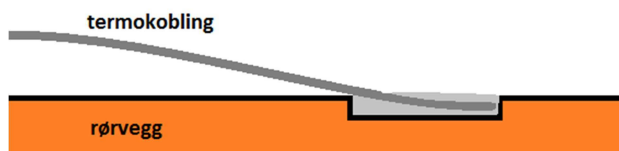
Figur 6-4, Spesifisert plassering av termokoblinger og freste spor

Ved fresing av det første sporet øverst på modellen ble det oppdaget et stort problem. Kobberrøret hadde slått seg, og kunne ikke lenger dreies i benk. Den eneste løsningen var da å sage sporet manuelt, og ved forsøk på å lage det første sporet ble det saget igjennom hele rørveggen. På grunn av dette ble det bestemt å ikke prøve flere steder. Den ferdige modellen har altså bare ett spor på toppen av det varme området.

6.4 Termokoblinger

Termokoblingene som ble brukt var 1 mm type T, med isolert nullpunkt. Det ble bestilt inn 12 stykker; ni termokoblinger for veggtemperaturen, to for vanntemperaturen, og én i reserve.

For festing av termokoblingene ble det frest ut et 10mm langt spor i rørveggen, og deretter ble termokoblingen loddet fast inne i sporet. Dette for å hindre at metallkappen til termokoblingen skulle lede bort varme fra målepunktet. Figur 6-5 viser dette prinsippet.



Figur 6-5, Skisse av loddepunkt for termokobling

Dette ble utført for alle ni termokoblingene som skulle måle veggtemperaturen. Figur 6-6 og Figur 6-7 viser den foreløpige modellen i arbeidsbenken, og et loddepunkt for en termokobling.



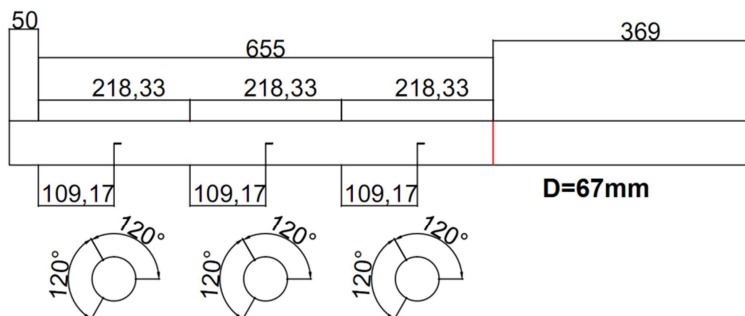
Figur 6-6, Ferdig monterte termokoblinger



Figur 6-7, Termokobling loddet til rørveggen

6.5 Modellens utforming

Den ferdige forsøksmodellen vises i Figur 6-8. Diameteren på kobberrøret ble endret fra originalt tiltenkt kobberrør med indre diameter på 60,3 mm til et kobberrør med ytre diameter 67 mm. Dette fordi det originale kobberrøret ikke var tilgjengelig. Dette vil ikke ha stor innflytelse på forsøkene. På grunn av at det ikke ble frest ut spor i bunnen av røret, vil den varme delen av røret nå være 705 mm i stedet for 655 mm.



Figur 6-8, Spesifikasjoner på ferdig bygget modell

7 Forsøksoppsett

For å sikre forsøksmodellen mot vannstrømningen ble den festet ved hjelp av to metallstenger som klemmer den i press mot kanalveggen. Sammen med egenvekten til modellen sørger dette for et stabilt og sikkert feste.

På grunn av varmeovergangen i kobberøret vil bunnen av røret bli varm. En treplate ble snekret sammen for å forhindre varmeovergang fra kobberøret til vannrenna.

Termokoblingene ble stripset fast til de overliggende stenderne i vannrenna for å sikre at de ikke forstyrret strømmingen. Figur 7-1 viser forsøksmodellen under montering i vannrenna.



Figur 7-1, Montering av røret i vannrenna

7.1 Strømkilde

For å drive varmeelementene ble det brukt et eksisterende el-skap, som ble bygget om for å passe med forsøksmodellen. El-skapet ble løftet opp med kraner og trinser og plassert på en improvisert hylle ved siden av vannrenna. Dette kommer frem av Figur 7-2.



Figur 7-2, Strømforsyningskap til varmeelementene

Ettersom varmeelementene ble laget for å yte 10 kW effekt ved 230 V, måtte tyristoren som skulle brukes takle en strøm på minimum 44 A. Skapet inneholdt allerede tre tyristorer som er dimensjonert for 50 A hver. For å garantere lik effekt til alle varmeelementene ble derimot alle elementene drevet av én tyristor.

For å takle den høye strømmen ble det bestemt å bruke tre kabler mellom skapet og varmeelementene. Hver av kablene driver dermed to varmeelementer, men er koblet til den samme tyristoren. I tillegg ble forsøksmodellen koblet til jord med en fjerde kabel.

Variasjon av effekten gjøres ved hjelp av et digitalt display som tillater regulering av den totale effekten i 0,1 % intervaller. Selve tyristoren fungerer etter pulsmoduleringsprinsippet. Forklaring av dette prinsippet er utenfor denne oppgaven.

Som en ekstra sikkerhet ble det installert en temperaturføler som slår av strømmen dersom temperaturen inne i røret går over 200 °C.

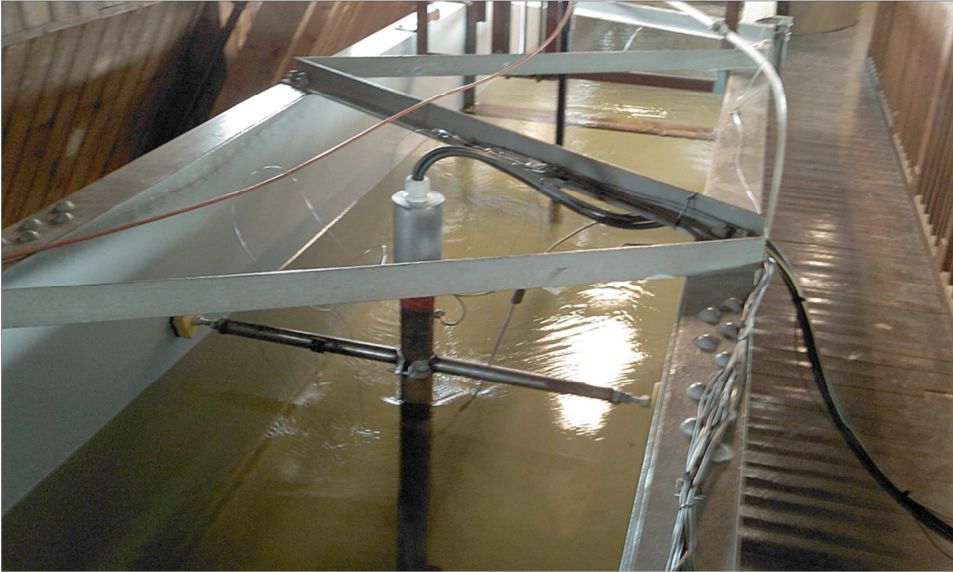
Figur 7-3 viser kontrollpanelet med effektkontrollen øverst til høyre, og sikkerhetstemperaturen under. I dette tilfelle er det satt på 66,6 % effekt og sikkerhetstemperaturen inne i modellen er på 107 °C.



Figur 7-3, Kontrollpanel for effektregulering

Selve tilkoblingen til forsøksmodellen er skjult under en metallhette for å unngå vann og kortslutning av tilkoblingene. Hetta ble festet til modellen med tre skruer som satte den i spenn mot røret. For å hindre mulig vannsprut fra vannrenna ble åpningen i bunnen av metallhetta tettet med el-teip.

Figur 7-4 viser forsøksmodellen ferdig montert og tilkoblet under oppstarten av forsøkene. Strømkablene ble festet med stropper for å sikre dem mot utilsiktet skade.

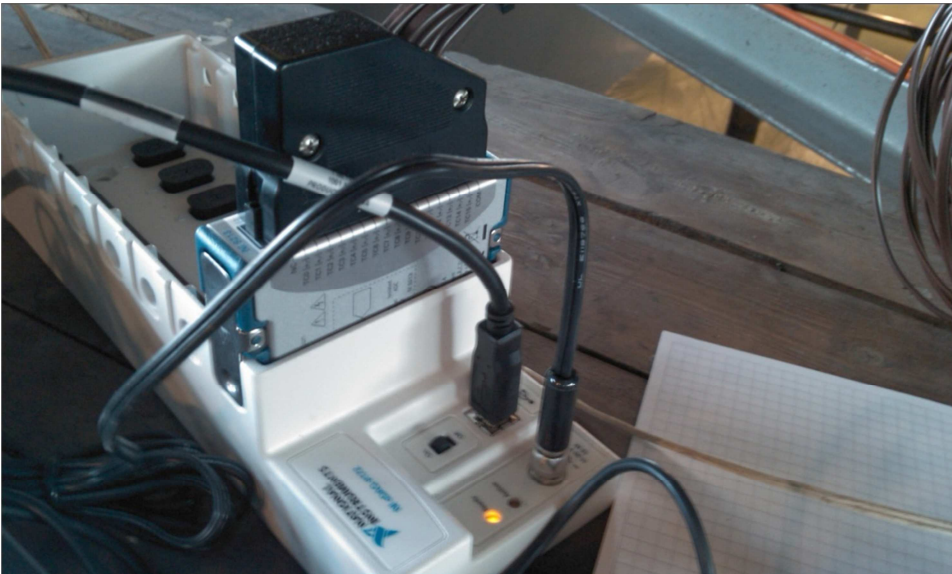


Figur 7-4, Ferdig montert rør under testing

7.2 Måleutstyr

For å logge temperaturene fra forsøksmodellen ble det tatt i bruk dataprogrammet LabView 2009. Det ble brukt en eksisterende loggmodell i LabView som ble modifisert for å stemme overens med modellens termokoblinger. Loggmodellen viser momentanverdier for termokoblingene i °C og har mulighet for å logge verdiene. Disse verdiene kan deretter importeres i Excel for viderebehandling.

Termokoblingene fra forsøksmodellen ble samlet og koblet i en kontakt, som så ble plugget inn i et loggekort. Dette loggekortet ble plassert i en ramme for å kunne koble det til en PC med USB. Figur 7-5 viser kablene fra termokoblingene, kontakten, loggekortet og koblingsramma med USB-utgang.



Figur 7-5, Tilkobling for termokoblingene

For å måle vannhastigheten ble det tatt i bruk en eksisterende ultrasonisk hastighetsmåler, ADS Sensa RC2. Måleapparatet består av et lite kontrollpanel og en liten LCD-skjerm som viser målingene. Dette kommer frem av Figur 7-6. Grunnen til at måleapparatet er såpass stort er fordi det inneholder et stort batteri, for å kunne operere i lang tid på steder uten strømforsyning.



Figur 7-6, Ultrasonisk hastighetsmåler

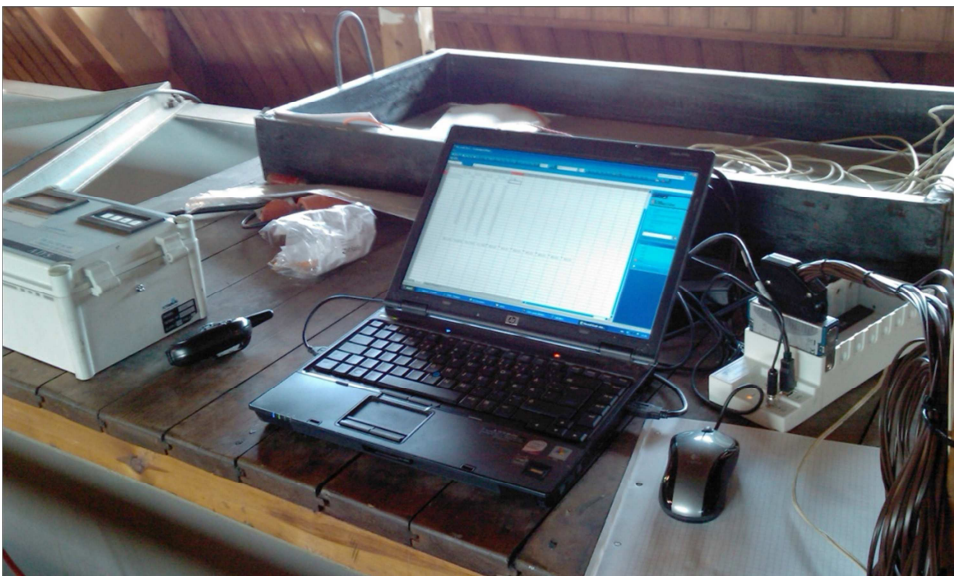
For å hente data er måleapparatet tilkoblet en probe som er plassert i vannstrømmen. Denne er ca. 10 cm lang og er plassert midt i vannstrømmen på en allerede eksisterende metallstang. Figur 7-7 viser proben ved oppfylling av vannrenna.

Måleapparatet ble ikke koblet til PC-en, så alle avlesninger fra dette måtte utføres manuelt. Dette vil ikke være et stort problem, ettersom vannhastigheten skal holdes konstant under målingene.

Figur 7-8 viser et oversiktsbilde over loggeutstyret. Utstyret ble plassert på et bord over vannrenna, rett ved siden av forsøksområdet.



Figur 7-7, Probe for ultrasonisk hastighetsmåler



Figur 7-8, Loggestasjon med diverse loggeutstyr

8 Måleprogram

For å ikke sløse med tiden i vannrenna ble det utarbeidet et effektivt måleprogram.

Fra kapittel 3 ser man at de interessante parameterne er strømningshastigheten og veggtemperaturen. Det er dermed ønskelig å utføre målinger ved forskjellige strømningshastigheter og forskjellige effekter.

De interessante strømningshastighetene vil i følge Statoil ligge mellom 0,2 m/s og 0 m/s, mens effekten kan varieres ganske fritt mellom 0 % og 100 %.

Å justere strømningshastigheten vil ta ganske lang tid, ettersom det vil kreve endringer ved pumper og ventiler i vannrenna. Effekten på varmeelementene kan derimot endres relativt raskt. Den beste løsningen blir dermed å utføre målinger ved alle effekter før strømningshastigheten endres.

På grunn av begrenset tid i vannrenna var det ikke mulig å ha hundrevis av målepunkter. For å ha nok målepunkter til å trekke konklusjoner ble det bestemt å utføre målingene slik Tabell 8-1 viser.

Strømnings- hastighet [m/s]	Effekt		
	[% av max]		
	33,3	66,6	100,0
0,20	nr. 1	nr. 2	nr. 3
0,15	nr. 4	nr. 5	nr. 6
0,10	nr. 7	nr. 8	nr. 9
0,05	nr. 10	nr. 11	nr. 12
0,00	nr. 13	nr. 14	nr. 15

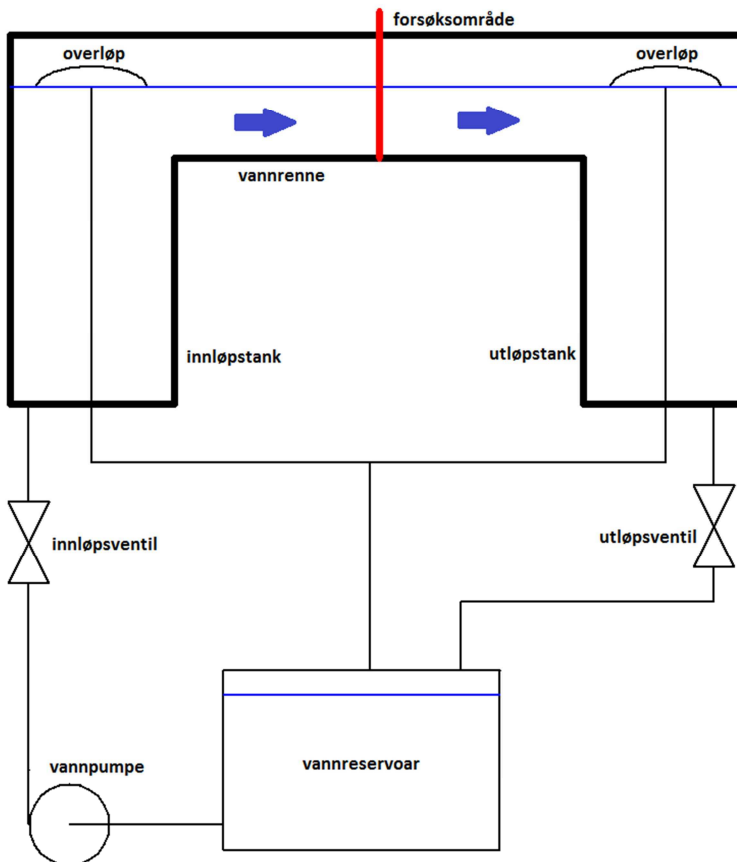
Tabell 8-1, Måleprogram

9 Utføring av målinger

9.1 Vannhastighetsproblemer

Under oppstart av forsøket ble det oppdaget et problem. Vannstrømningen holdt seg ikke konstant. Hastigheten beveget seg periodevis $\pm 0,1$ m/s ved de første forsøkene. Dette var uakseptabelt, så det måtte finnes en løsning. For å forklare løsningen er det viktig å beskrive systemet.

For å styre vannhastigheten i vannrenna er det mulig å justere turtallet på vannpumpa, innløpsventilen og utløpsventilen. Figur 9-1 viser et forenklet flytskjema over systemet.



Figur 9-1, Veldig forenklet flytskjema for vannrenna på vannkraftlabben

Vannet blir altså pumpet fra vannreservoaret, passerer innløpsventilen og entrer innløpstanken. Fra toppen av innløpstanken beveger vannet seg forbi forsøksområdet og over i utløpstanken. I bunnen av utløpstanken renner vannet gjennom en utløpsventil og tilbake i vannreservoaret. I tillegg er det et overløp ved innløpstanken, og et overløp ved utløpstanken som også ender opp i vannreservoaret. Høyden på overløpene kan justeres. Overløpet ved utløpstanken er avbildet i Figur 9-2.



Figur 9-2, Overløp ved utløpet av vannrenna

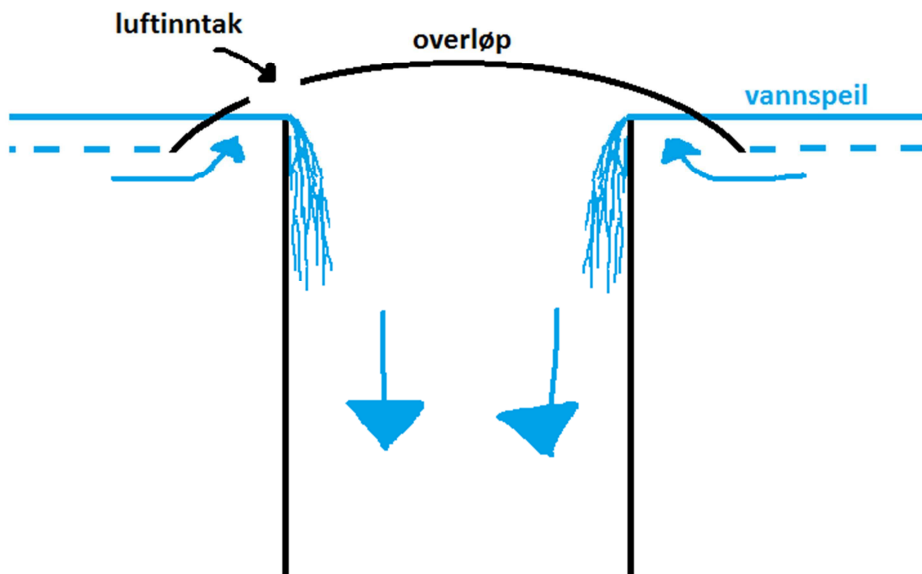
For å opprettholde vannivået i vannrenna må det pumpes inn mer vann enn det som forsvinner i utløpsventilen, i.e., noe vann må renne i overløpet. For å sikre at vannmengden kunne kontrolleres etter pumpeturallet, ble overløpet ved utløpstanken senket slik at alt overskuddsvannet rant ned i denne.

Den varierende vannhastigheten skyldtes at vannstanden ved utløpstanken varierte mellom høyt og lavt med jevne mellomrom. Ved høy vannstand gikk mye vann i overløpet, og ved lav vannstand gikk det ikke vann i overløpet i det hele tatt. Dette problemet hadde ikke blitt oppdaget tidligere, men ved å følge med rundt overløpet over lengere tid ble det formulert en teori som kunne forklare fenomenet.

Når vannstanden ved utløpstanken øker slik at det begynner å renne i overløpet vil det fallende vannet dra med seg luften rundt seg. Dette fører til et

undertrykk ved toppen av overløpet. Ettersom den eneste luftingen av overløpet er et underdimensjonert luftehull vil ikke dette klare å motvirke undertrykket. Dermed vil vannet fra tanken bli sugd opp langs kanten av overløpet. Den økte vannmengden vil igjen føre til et større undertrykk, og mer vann vil bli sugd inn.

Dette ender først når vannstanden har sunket så lavt at undertrykket suger inn luft i stedet for vann. Da er det ikke lenger noe fallende vann som skaper undertrykk, og undertrykket i overløpet forsvinner. Vannstanden øker da sakte men sikkert opp til punktet der vannet begynner å falle i overløpet igjen, og det hele starter på nytt. Figur 9-3 viser en skisse av overløpet med vannspeil og strømningspiler.



Figur 9-3, Skisse av overløpets oppbygning

Løsningen på dette problemet er å bruke god tid på å finjustere utløpsventilen slik at så lite som mulig vann renner i overløpet. Dette er en veldig tidkrevende prosess, ettersom endring av pumpeturttall vil føre til en ny finjustering av utløpsventilen. Ved endring av vannhastigheten tar det dermed mye tid å finne riktig pumpeturttall. Løsningen gir derimot jevn vannhastighet.

9.2 Målingene

Temperaturmålingene ble utført i følge måleprogrammet. Effekten ble satt til gjeldende verdi, og det ble satt av fem minutter for at systemet skulle stabilisere seg. Den interne sikkerhetstemperaturen stabiliserte seg vanligvis etter to minutter. Deretter ble rørveggtemperaturene logget i et par minutter.

Vannhastigheten ble kontrollert under hele loggeperioden for å garantere riktige verdier. På grunn av vanskeligheter med å sette vannhastigheten ble det små avvik fra de forutbestemte verdiene. Dette har ingen innvirkning på resultatene.

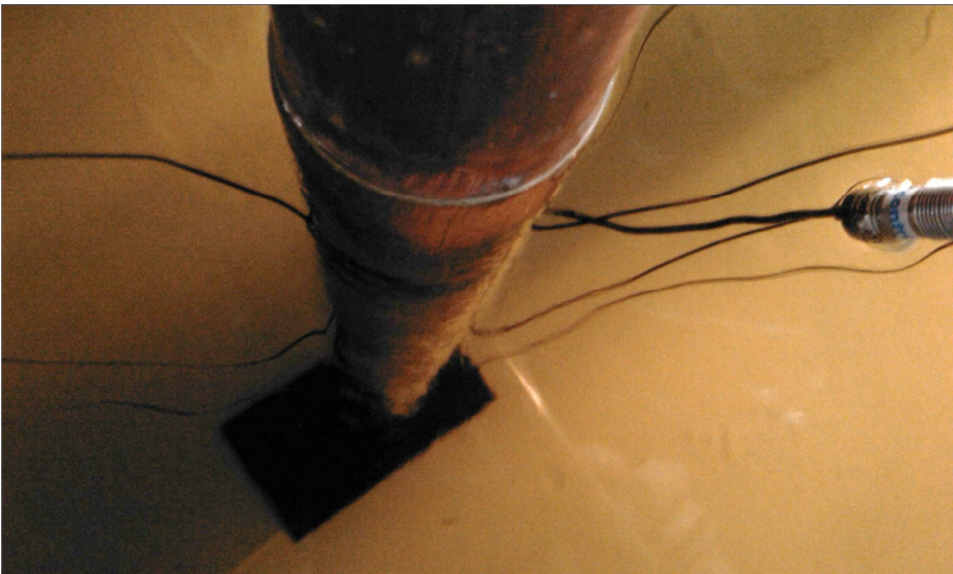
Målingene ble foretatt over to dager. Første dagen ble de første seks målingene utført, og den neste de siste ni.

Det ble ikke observert noen unormale hendelser under forsøkene.

Figur 9-4 viser forsøksmodellen under de første forsøkene ved 0,2 m/s vannhastighet. Figur 9-5 viser den synlige naturlige konveksjonen ved stillestående vann.



Figur 9-4, Forsøksriggen med en vannhastighet på 0,2 m/s



Figur 9-5, Naturlig konveksjon ved stillestående vann

10 Måleresultater

10.1 Maksimal varmeelementeffekt

Ettersom det tidligere var oppdaget problemer med de leverte varmeelementene, og på grunn av usikkerhet rundt levert maksimal spenning fra tyristoren ble det utført en måling av spenning og strøm ved maksimal effekt fra tyristoren. Dette gir en effekt som vist i Tabell 10-1.

Varmeelementeffekt	
Spenning	238 V
Strøm	45,9 A
Effekt	10924 W

Tabell 10-1, Måling av maksimal varmeelementeffekt

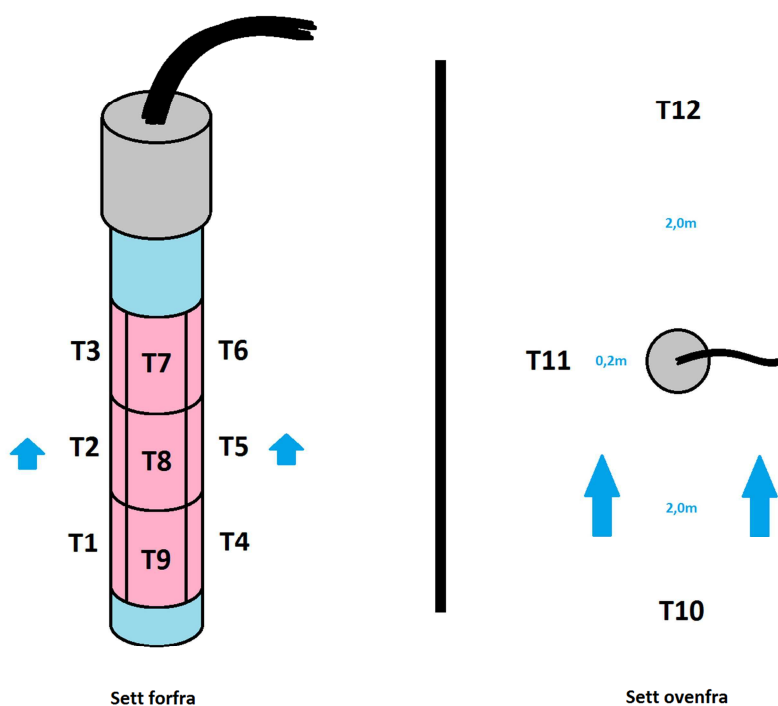
På grunn av at tyristoren fungerer etter pulsmoduleringsprinsippet er det vanskelig å måle effekten ved noe annet enn 100 % effekt. Utstyr for å måle dette er komplisert og dyrt, og det var ikke tilgjengelig under forsøkene. Tyristorens kontrollpanel er derimot antatt å være veldig nøyaktig.

10.2 Målte rørveggtemperaturer

For å presentere de målte rørveggtemperaturer må plasseringen til termokoblingene forklares og presenteres på en enkel og manipulerbar form.

Figur 10-1 er en grafisk fremstilling av målepunktene på forsøksmodellen. Til venstre sees modellen forfra med vannstrømningen inn i figuren. T7, T8 og T9 er altså termokoblingene som er plassert foran midt på røret i følge strømningen. De andre elementene er plassert 120 ° til høyre og venstre for dette.

T10, T11 og T12 måler vanntemperaturen henholdsvis 2,0 m foran modellen, 0,2 m til venstre for modellen, og 2,0 m bak modellen.



Figur 10-1, Grafisk fremstilling av målepunkter

Ved å bruke Figur 10-1 som en mal, får vi følgende matrise over målepunktene, Tabell 10-2.

Målepunktmat			
T3	T7	T6	T12
T2	T8	T5	T11
T1	T9	T4	T10

Tabell 10-2, Mal for presentasjon av måleresultater

Tabell 10-3 viser samtlige rørveggtemperaturer og vanntemperaturer presentert etter strømningshastighet og effekt.

Rørveggtemperatur og vanntemperatur [°C]												
Hastighet	Effekt [kW]											
[m/s]	3,64				7,28				10,92			
0,000	45,9	49,0	50,7	14,0	59,0	63,0	64,7	14,1	66,5	70,2	73,0	14,2
	44,1	48,8	50,0	14,1	57,4	61,6	66,7	14,2	64,7	66,4	72,9	14,2
	42,4	48,6	43,8	14,1	62,9	63,0	65,3	14,2	72,9	66,2	71,4	14,2
0,048	27,8	26,7	32,1	13,0	39,2	36,9	46,6	13,0	49,0	44,9	58,8	12,9
	24,9	24,5	30,0	13,7	35,3	35,2	45,3	13,7	44,8	43,5	57,8	13,7
	25,6	23,9	27,8	13,1	37,8	32,1	45,3	13,1	51,2	40,8	56,8	13,0
0,104	26,4	25,1	30,2	12,6	34,8	34,5	42,3	12,5	44,6	41,6	55,1	12,4
	23,1	23,1	28,2	13,3	32,4	31,8	41,7	13,3	41,2	40,5	55,2	13,2
	23,8	22,8	26,3	12,7	35,7	29,0	43,6	12,6	47,6	37,9	53,7	12,6
0,140	24,3	24,0	28,2	12,3	33,2	32,6	40,4	12,3	40,5	40,7	51,6	12,2
	21,9	21,8	26,6	13,1	29,6	30,4	37,7	13,0	37,5	37,9	51,1	13,0
	23,1	21,3	25,4	12,5	32,4	27,6	39,6	12,4	47,3	35,3	53,1	12,3
0,199	21,9	22,3	25,4	11,6	29,1	29,8	35,5	11,6	35,8	36,5	45,3	11,5
	19,6	20,4	24,3	12,4	26,9	27,6	35,5	12,4	33,6	33,7	46,1	12,2
	20,6	19,5	23,1	11,8	30,7	25,4	36,5	11,7	40,8	32,2	46,1	11,6

Tabell 10-3, Målinger av veggtemperatur og vanntemperatur

11 Usikkerhetsanalyse

Det største usikkerhetsmomentet før målingene var om varmeovergangen fra varmeelementene til rørveggen var jevn. Det ble ikke oppdaget noen store problemer under innstøpingen.

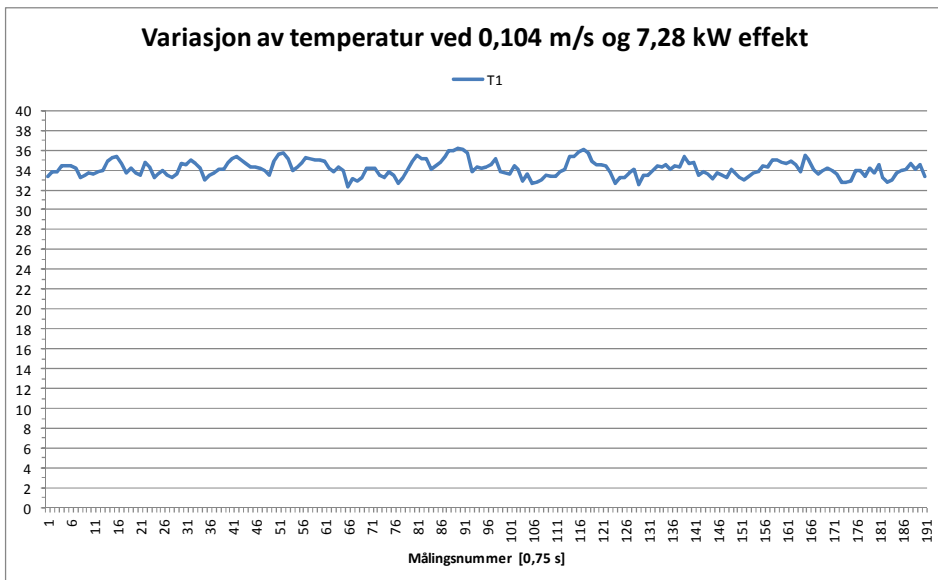
Det er derimot tydelig ved å se på måleresultatene at innstøpingen ikke gikk så bra. T3 og T6, T2 og T5, og T1 og T4 skulle i teorien gitt identiske temperaturmålinger, men ved å se på måleresultatene i Tabell 10-3 ser man at det er store avvik. Dette gjør at det ikke er mulig å regne ut punktvis varmeovergangstall, og gjør det dermed umulig å se på hvordan varmeovergangstallet varierer med rørlengden.

Målingene viser derimot et tydelig mønster av at temperaturene er lave ved bunnen av modellen, og øker med høyden, noe som er forutsett av teorien i kapittel 3.4.

Løsningen på problemet er å regne et gjennomsnitt over alle temperaturene, for å få et totalt varmeovergangstall fra røret. Dette vil i teorien fungere godt, ettersom det kun er den lokale varmefluksen som er feil, ikke den totale. Dette vil fortsatt gi gode verdier for å se på varmeovergangstallet som funksjon av rørveggtemperaturen.

11.1 Fluktusjon av rørveggtemperatur

Figur 11-1 viser variasjonen av temperaturen på rørveggen for termokoblingen T1 under forsøket der vannhastigheten var 0,104 m/s og effekten var 7,28 kW.



Figur 11-1, Temperaturvariasjoner på rørveggen

Det er tydelig at rørveggtemperaturen fluktuerer ganske betydelig rundt 34 °C. Det er usikkert hva som skylder den ujevne temperaturen, ettersom temperaturvariasjonene ikke kan forklares fra teorien. Det kan være små variasjoner av strømningsbildet som fører til økt og senket varmeovergangstall, eller det kan være elektriske forstyrrelser fra varmeelementene som har en innvirkning på målingene.

Dette kan ha store konsekvenser for den beregnede verdien av varmeovergangstallet, så det er viktig å se nærmere på denne usikkerheten i målingene. For å kunne tallfeste usikkerheten må den gjeldene teorien forklares.

11.2 Teoretisk bakgrunn for usikkerhetsanalyser⁴

Gjennomsnittsverdien blir regnet ut fra alle målepunktene etter formelen

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

, der x representerer datasettet. Deretter blir variansen regnet ut ved hjelp av følgende formel,

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$$

For å komme frem til standardavviket tar man roten av denne variansen.

Standardavviket gir oss et mål på hvor langt unna punktverdiene er spredt rundt snittverdien. Ved normalfordeling av punktverdiene vil 68,2 % av punktene ligge innenfor ett standardavvik. Dette kalles et konfidensintervall på 68,2 %. For å finne et konfidensintervall på 95 % ganges standardavviket med 1,92.

Ved addering eller subtrahering av usikkerheter vil usikkerheten bli større. Dersom man vil frem til usikkerheten til z brukes følgende formel,

$$z = 2x + 3y$$
$$\sigma_z = \sqrt{2\sigma_x^2 + 3\sigma_y^2}$$

På samme måte som ved addering og subtrahering vil usikkerheten bli større dersom man multipliserer eller dividerer verdier. For å finne denne verdien brukes formlene under.

$$z = xy$$
$$\sigma_z = \bar{z} \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{\bar{x}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\bar{y}}\right)^2}$$

⁴ (Walpole, Myers, Myers, & Ye, 2007, ss. 126-128)

11.3 Usikkerhetsberegning for varmeovergangstall

Ved å bruke fremgangsmåten forklart i forrige kapittel blir det regnet ut en snittverdi og et standardavvik for rørveggtemperaturen fra T1. Dette gir oss en snittverdi på 34,1 °C med et standardavvik på 0,80 °C. For å forenkle utregningene blir det antatt at standardavviket er det samme for alle temperaturfølerne. I tillegg må den absolutte usikkerheten til selve termokoblingen tas med.

Usikkerheten i rørveggtemperaturen overføres til varmeovergangstallet etter formelen

$$h = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A_s(T_s - T_\infty)}$$

hentet fra kapittel 3.1. For å regne ut varmeovergangstallet trenger man dermed også usikkerheten til effekten. Standardavviket er anslått til 0,5 % av totaleffekten, 50 W.

Tabell 11-1 viser utregningene for å finne varmeovergangstallet basert på disse verdiene. Ligningene for addisjon og multiplikasjon for usikkerheter blir brukt der det er merket.

Varmeovergangstall ved 0,104 m/s 7,28 kW			
	Snittverdi	σ	Ligning
T1	34,1 °C	0,80 °C	
Antatt usikkerhet termokobling		0,10 °C	
Total T1	34,1 °C	0,81 °C	(addisjon)
Antar lik usikkerhet T1 - T12			
Usikkerhet T10	12,6 °C	0,81 °C	
Snitt(T1,T9)	39,3 °C	0,27 °C	(addisjon)
dT = Snitt(T1,T9) - T10	26,7 °C	0,85 °C	(addisjon)
Antatt usikkerhet effekt	7280 W	50 W	
Antar ingen usikkerhet areal	0,148 m ²	0 m ²	
Varmeovergangstall	1837 W/m²K	60 W/m²K	(multiplikasjon)

Tabell 11-1, Usikkerhetsberegning for varmeovergangstall

Varmeovergangstallet har altså et standardavvik på 60 W/m²K, eller en usikkerhet på 115 W/m²K dersom det brukes et 95 % konfidensintervall. Det vil si en usikkerhet på 6,3 %.

11.4 Annen usikkerhet

I tillegg til måleusikkerheten allerede nevnt er det også andre faktorer ved forsøkene som har innvirkning på resultatene.

En stor kilde for usikkerhet er målingene av strømningshastigheten. Denne hastigheten ble målt med en punktmåler som var plassert ca. midt i strømmingen. Dette gir ikke et helt nøyaktig bilde av strømmingen, og det kan skjule seg en hastighetsgradient. Det kan også være mulig at proben er feilkalibrert, ettersom det ikke ble utført en ekstra kalibrering før forsøkene.

Ved bygging av modellen ble det frest et spor som avgrenser den varme og den kalde delen av røret. Det er derimot fortsatt et lite tap av varme oppover gjennom det freste sporet. Dette er det ikke tatt hensyn til, ettersom det er veldig vanskelig å si hvor mye varme som går tapt denne veien.

Det er heller ikke tatt hensyn til strålingstapet under forsøkene. Dette kan forsvares med at strålingstapet er veldig lite, ca. 30 W ved 70 °C veggtemperatur.

Termokoblingene T1, T2 og T3 har ledninger som ligger foran røret i strømningsretningen. Disse er svært tynne, 1 mm, men kan fortsatt føre til endringer av strømningsbilde rundt røret. I tillegg vil alle termokoblingene forstyrre den lokale strømmingen ved festepunktet. Det er ikke tatt hensyn til slike effekter.

12 Bearbeiding av resultater

For å se på varmeovergangstallet ved de forskjellige rørveggtemperaturene må varmeovergangstallet regnes ut for hvert enkelt tilfelle. På grunn av usikkerhetsmomentene fra kapittel 11 blir det kun regnet ut et gjennomsnittlig varmeovergangstall basert på alle temperaturene målt.

For å få et bilde av usikkerheten blir det regnet ut det maksimale og det minimale varmeovergangstallet i tillegg til gjennomsnittet. Dette gjøres ved å regne gjennomsnittet av henholdsvis de tre kaldeste og de tre varmeste veggtemperaturene. I praksis blir det valgt ut ekstremverdien av de tre øverste, de tre i midten, og de tre nederste temperaturene på forsøksmodellen. På den måten vil det faktiske varmeovergangstallet ligge i mellom disse verdiene.

De målte verdiene blir så sammenlignet med de teoretiske verdiene. Disse blir kalkulert basert på de gjeldende veggtemperaturene. På den måten vil de gi et godt bilde på hvordan den teoretiske varmeovergangen er i forhold til den målte, ved samme rørveggtemperatur. Legg merke til at beregningene ikke er en simulering av tilført effekt. Det er varmeovergangstallet ved en gitt veggtemperatur som er interessant.

12.1 Varmeovergangstall ved varierende veggtemperatur

Ettersom maksimum og minimumsverdiene for varmeovergangen er gitt ved forskjellige rørveggtemperaturer må det tas hensyn til dette under presentasjonen av varmeovergangstallene. Maksimums og minimumsverdiene blir derfor plottet på de respektive rørveggtemperaturene, og ikke ved de samme temperaturene som gjennomsnittet. Dette gjør det vanskelig å sammenligne tallene i tabellformat, men ved å se på plottene får man et bedre inntrykk av usikkerheten.

Tabell 12-1 viser beregnet varmeovergangstall for de forskjellige rørveggtemperaturene og strømningshastighetene.

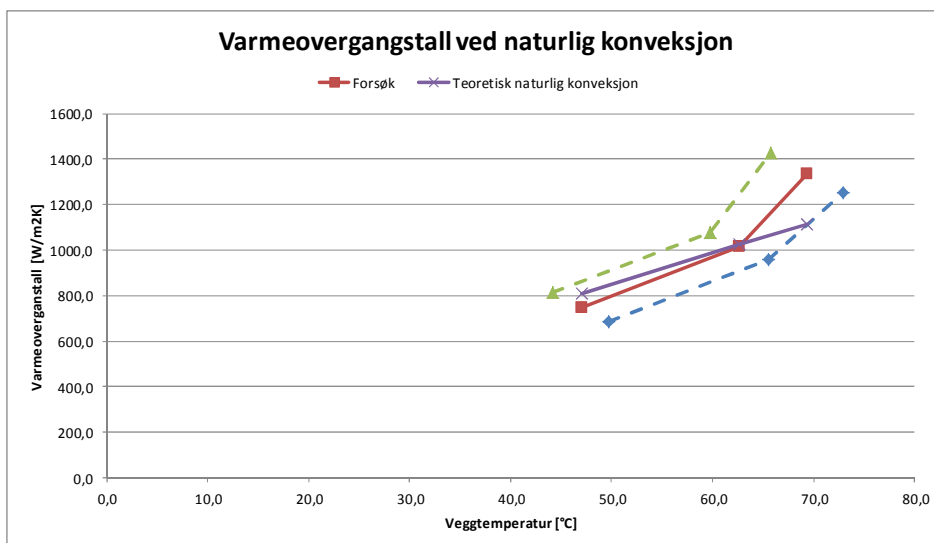
Strømnings- hastighet [m/s]	Rørtemperatur [°C]	Beregnet Varmeovergangstall [W/m ² K]					
		Forsøk			Teori		
		min	snitt	max	Naturlig	Tvungen	Naturlig + Tvungen
0,000	49,8	687					
	65,6	956					
	72,9	1253					
	47,0		745		809		809
	62,6		1015		1025		1025
	69,4		1335		1113		1113
	44,1			817			
	59,8			1078			
	65,8			1427			
0,048	30,0	1453					
	45,8	1501					
	57,8	1644					
	27,0		1760		496	611	1107
	39,3		1870		696	635	1331
	49,7		2004		849	653	1502
	25,0			2057			
	34,7			2265			
	43,1			2447			
0,104	28,2	1577					
	42,6	1639					
	54,7	1750					
	25,4		1919		470	918	1388
	36,2		2078		650	951	1601
	46,4		2178		802	981	1783
	23,7			2227			
	31,8			2560			
	40,0			2686			
0,140	26,8	1714					
	39,2	1831					
	51,9	1860					
	24,1		2109		447	1073	1520
	33,7		2303		611	1110	1721
	43,9		2333		766	1147	1913
	22,4			2472			
	29,9			2801			
	37,8			2894			
0,199	24,3	1959					
	35,8	2033					
	45,8	2150					
	21,9		2414		410	1291	1701
	30,8		2574		566	1335	1901
	38,9		2695		693	1373	2066
	20,4			2853			
	27,1			3185			
	33,9			3304			

Tabell 12-1, Varmeovergangstall ordnet etter rørtemperatur

12.1.1 Varmeovergangstall ved naturlig konveksjon

Figur 12-1 viser varmeovergangstallet mot veggtemperaturen ved stillestående vann. Den røde grafen viser gjennomsnittsvarmeovergangstallet, med stiplede usikkerhetslinjer i grønt og blått. Den lilla grafen viser det teoretiske varmeovergangstallet.

Vanntemperaturen er ca. 14,2 °C.



Figur 12-1, Varmeovergangstall ved naturlig konveksjon

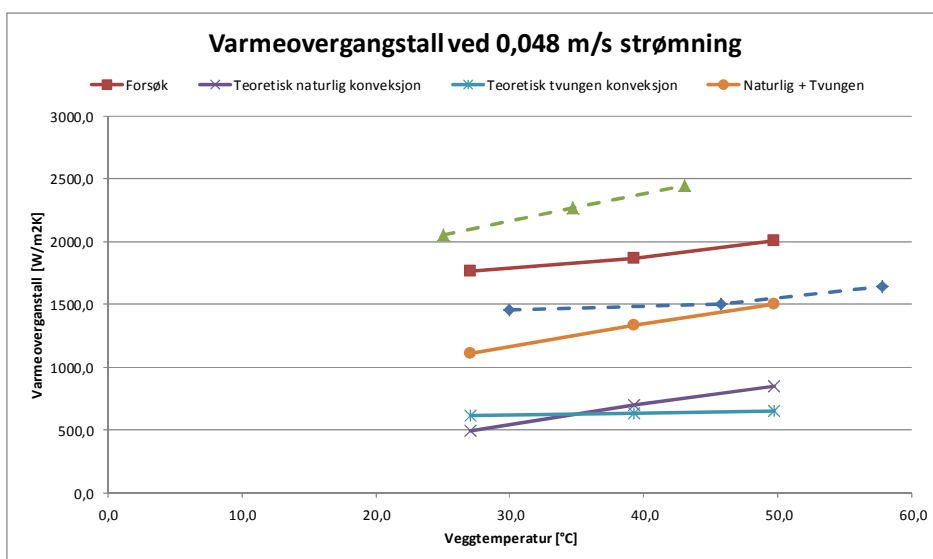
Forsøkene utført ved stillestående vann stemmer veldig godt med de teoretiske modellene for lave temperaturer, men beveger seg vekk fra teorien ved høyere temperaturer.

Dette kan være på grunn av at varmetapet oppover i kobberrøret øker ved høyere temperaturer, og siden det totale varmetapet dermed blir større vil det resultere i et høyere varmeovergangstall.

12.1.2 Varmeovergangstall ved 0,048 m/s strømning

Figur 12-2 viser varmeovergangstallet som funksjon av veggtemperaturen ved en vannhastighet på 0,048 m/s. Den røde grafen viser gjennomsnittsvarmeovergangstallet, med stiplede usikkerhetslinjer i grønt og blått. Den lilla grafen viser det teoretiske varmeovergangstallet beregnet for naturlig konveksjon og den turkise grafen viser varmeovergangstallet beregnet for tvungen konveksjon. I tillegg er det tatt med en orange graf som er den matematiske summen av naturlig og tvungen konveksjon.

Vanntemperaturen er ca. 13,1 °C.



Figur 12-2, Varmeovergangstall ved 0,048 m/s strømning

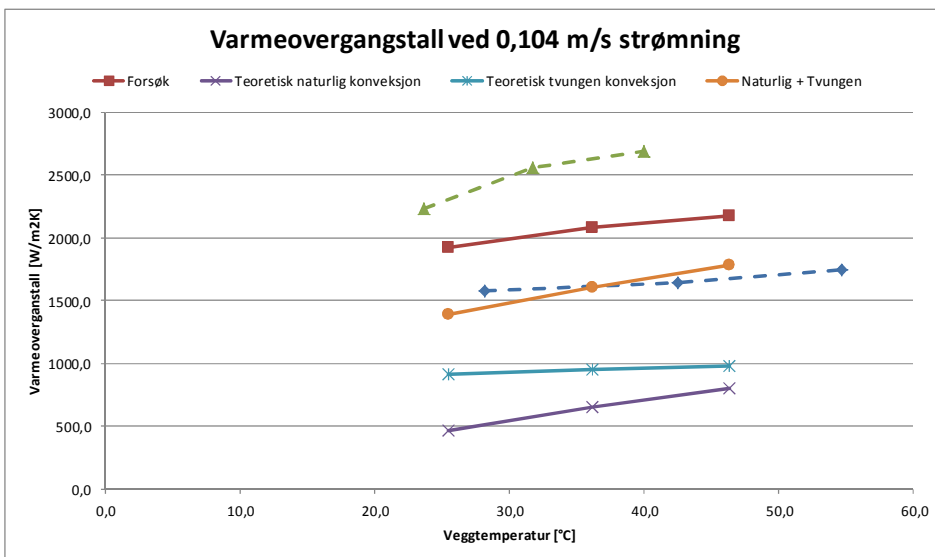
Her er det et klart hopp i varmeovergangen, allerede ved 0,048 m/s strømning er altså varmeovergangen større enn den teoretiske naturlige og tvungne konveksjon lagt sammen. Det virker som om det ikke skal mye bevegelse i vannet før temperatursjiktet som dannes ved naturlig konveksjon blir revet bort. Ved en veggtemperatur på 50 °C er allerede varmeovergangen mer enn doblet fra stillestående vann.

Det er også her et tegn til økning av varmeovergangstallet ved høye temperaturer, men betydelig svakere virkning enn ved stillestående vann.

12.1.3 Varmeovergangstall ved 0,104 m/s strømning

Figur 12-3 viser varmeovergangstallet som funksjon av veggtemperaturen ved en strømning på 0,104 m/s. Figuren følger samme fargeskjema som den forrige.

Vanntemperaturen er ca. 12,6 °C.



Figur 12-3, Varmeovergangstall ved 0,105 m/s strømning

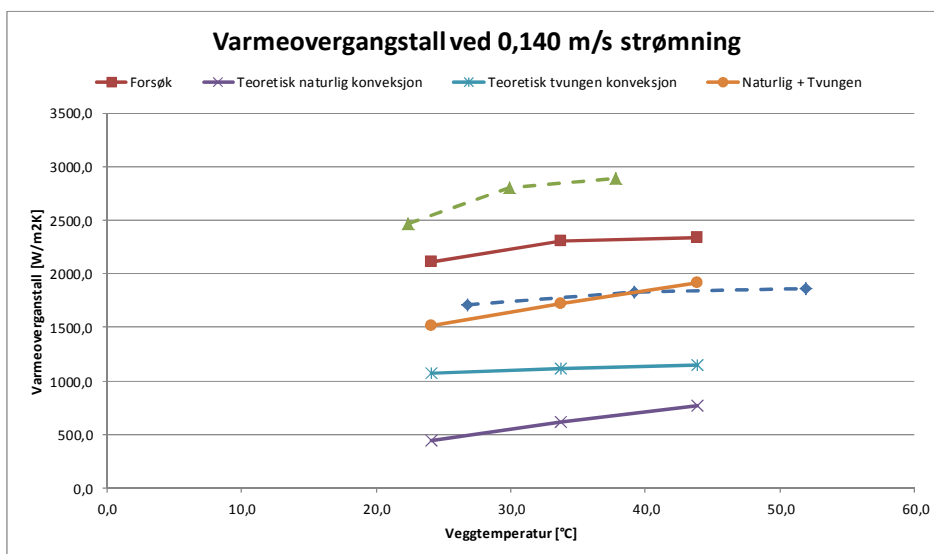
I forhold til varmeovergangstallet ved 0,048 m/s er det liten økning av varmeovergangstallet, men det ligger fortsatt langt over de teoretisk beregnede varmeovergangstallene. Dette tyder på at når først den naturlige konveksjonen har blitt brutt opp, så stabiliserer varmeovergangstallet seg, og øker mye saktere enn ved overgangen mellom stillestående og liten vannhastighet.

Ved denne vannhastigheten har varmeovergangstallet ikke samme tendens til å øke ved høyere temperaturer. Det er tydelig at dette altså kun gjelder for høyere temperaturer, noe som forsterker teorien om at varmetapet oppover rørveggen gjennom det freste sporet kan ha en innvirkning ved de tidligere forsøkene.

12.1.4 Varmeovergangstall ved 0,140 m/s strømning

Figur 12-4 viser varmeovergangstallet som funksjon av veggtemperaturen ved en vannhastighet på 0,140 m/s. Figuren følger samme fargeskjema som de forrige.

Vanntemperaturen er ca. 12,4 °C.



Figur 12-4, Varmeovergangstall ved 0,140 m/s strømning

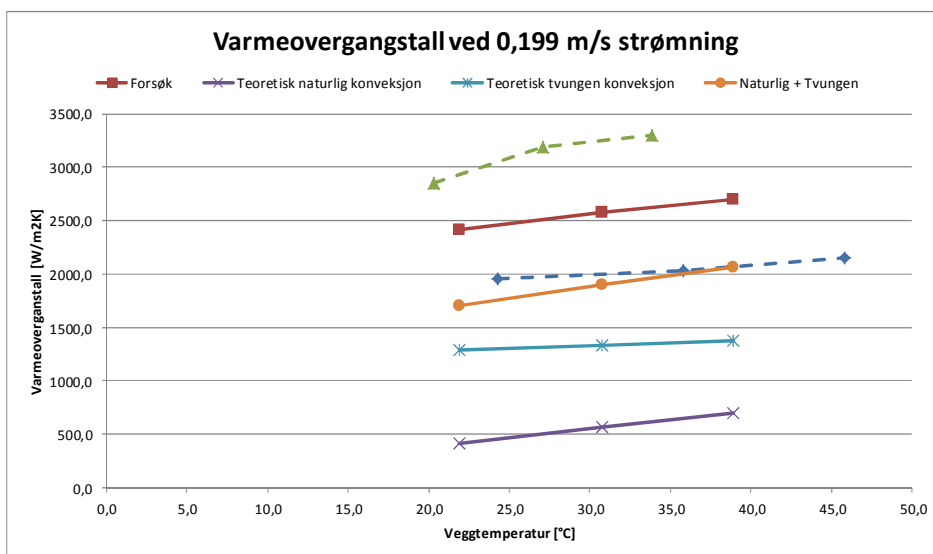
I forhold til en strømning på 0,104 m/s ser det ut som om varmeovergangstallet begynner å stabilisere seg med tilsvarende stigningstall som den teoretiske tvungne konveksjonen, men de målte verdiene er fortsatt dobbelt så høye.

Ved stadig større vannhastighet burde de målte verdiene nærme seg de teoretiske beregningene for tvungen konveksjon. Dette fordi den naturlige konveksjonen skal ha en mye mindre betydning ved høyere vannhastigheter.

12.1.5 Varmeovergangstall ved 0,199 m/s strømning

Figur 12-5 viser varmeovergangstallet som funksjon av veggtemperaturen ved en vannhastighet på 0,199 m/s. Figuren følger samme fargeskjema som de forrige.

Vanntemperaturen er ca. 11,7 °C.



Figur 12-5, Varmeovergangstall ved 0,199 m/s strømning

Ved denne vannhastigheten burde de målte verdiene for varmeovergangstallet være tilnærmet like de teoretiske beregningene for tvungen konveksjon, men det er fortsatt et stort avvik.

Stigningstallet til de målte verdiene er fortsatt høyere enn for teoretisk tvungen konveksjon, noe som kan tyde på at varmetapet oppover langs røret fortsatt virker inn på målingene.

Det er vanskelig å si noe om hvordan det målte varmeovergangstallet nærmer seg det teoretiske ved økt strømningshastighet, derfor kan det være interessant å utføre en sammenligning der det blir sett på varmeovergangstallet som funksjon av strømningshastigheten.

12.2 Varmeovergangstall ved varierende vannstrømning

For å kunne se hvordan varmeovergangstallet varierer med strømningshastigheten er det viktig at alle varmeovergangstallene er hentet ved samme rørveggtemperatur. Dette er vanskelig å få til i praksis, ettersom målingene som ble utført ble utført ved en gitt effekt, og ikke en gitt temperatur.

For å finne et varmeovergangstall ved samme temperatur ved alle strømningshastighetene ble det valgt en veggtemperatur på 45 °C. Denne temperaturen er litt lavere enn den minimale temperaturen ved naturlig konveksjon, og litt høyere enn den maksimale temperaturen ved en strømning på 0,199 m/s. Ved de andre strømningene befinner denne temperaturen seg innenfor intervallet av målte temperaturer.

Varmeovergangstallene ved hver enkelt strømning ble estimert ut i fra de tre målepunktene som er utført. Det ble også estimert en maksimum og minimum usikkerhet basert på usikkerhetsgrafene fra forrige kapittel. Ettersom alle disse verdiene er estimerte, vil det være en økning i usikkerheten. Dette vil likevel danne et godt bilde av varmeovergangstallene.

Tabell 12-2 viser de estimerte varmeovergangstallene sortert etter strømningshastighet. Maksimum og minimumsverdiene er basert på verdiene fra forrige kapittel. Ettersom den teoretiske naturlige konveksjonen ikke er avhengig av strømningshastigheten vil den være konstant i denne sammenhengen.

Vanntemperaturen er ca. 12,8 °C.

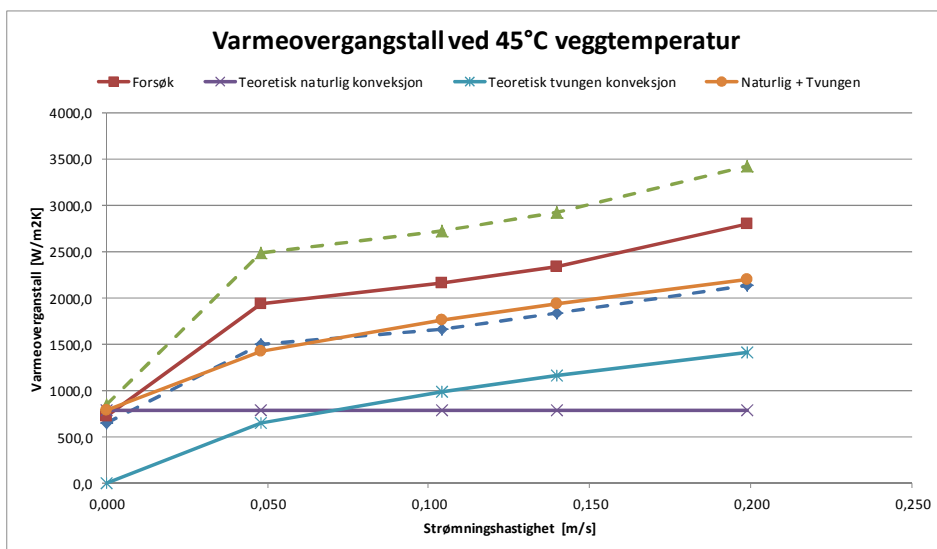
Rørtemperatur [°C]	Strømnings- hastighet [m/s]	Beregnet Varmeovergangstall					
		Forsøk			Teori		
		max	snitt	min	Naturlig	Tvungen	Naturlig + Tvungen
45,0	0,000	850	720	650	780	0	780
	0,048	2480	1940	1500	780	646	1426
	0,104	2720	2160	1660	780	981	1761
	0,140	2920	2340	1840	780	1156	1936
	0,199	3420	2800	2140	780	1411	2191

Tabell 12-2, Varmeovergangstall ved forskjellig strømningshastighet

12.2.1 Varmeovergangstall ved 45 °C veggtemperatur

Figur 12-6 viser varmeovergangstallet som funksjon av strømningshastigheten ved en veggtemperatur på 45 °C. Den røde grafen viser det gjennomsnittlige varmeovergangstallet, med en blå og en grønn stiplet graf for usikkerheten. Den teoretiske naturlige og tvungne konveksjonen er henholdsvis tegnet inn med lilla og turkis. Summen av naturlig og tvungen konveksjon er tegnet inn med orange.

Vanntemperaturen er ca. 12,8 °C.



Figur 12-6, Varmeovergangstall ved 45 °C veggtemperatur

Som allerede oppdaget i forrige kapittel stemmer målingene godt overens med teorien ved naturlig konveksjon i stillestående vann. Det er derimot klart at det er et stort avvik mellom de målte verdiene og det beregnede teoretiske varmeovergangstallet, selv om naturlig og tvungen konveksjon summeres.

Allerede ved 0,048 m/s strømningshastighet er varmeovergangstallet mer enn doblet fra den naturlige konveksjonen, og er nesten tre ganger så stor som det beregnede teoretiske tvungne varmeovergangstallet. Ligningen som brukes for å regne ut det teoretiske tvungne varmeovergangstallet skal i følge teorien være gyldig ved 0,048 m/s, noe som gir et enormt avvik fra den forventede verdien.

Ved økende strømningshastighet har derimot de målte verdiene et stigningstall som er tilnærmet den teoretiske tvungne konveksjonen, men en drastisk høyere verdi.

En mulig forklaring på dette problemet kan være at måleapparatet som måler vannhastigheten er veldig feilkalibrert. Dersom hastigheten ved forsøkene har vært høyere enn målt vil grafen for varmeovergangstallet flate ut og nærme seg den teoretiske, men for å treffe med det teoretisk beregnede varmeovergangstallet må hastigheten ha vært over 5 ganger så stor som målt. Det kan dermed ikke bare være feilmåling av vannhastigheten som står for hele avviket.

13 Konklusjon

Målingene som ble utført bekrefter teorien for naturlig konveksjon, men ved den minste vannstrømning avviker målingene stort fra de forventede teoretiske beregningene.

Allerede ved 0,048 m/s strømningshastighet viser målingene at varmeovergangstallet er doblet fra naturlig konveksjon, og samtidig er det nesten tre ganger så stort som beregnet varmeovergangstall for teoretisk tvungen konveksjon ved denne hastigheten.

Ved økende vannhastigheter følger målingene tilnærmet det samme stigningstallet som den beregnede tvungne konveksjonen, men altså ved en mye høyere verdi.

Det er oppdaget store usikkerhetsmoment ved forsøksmodellen, der hovedproblemet har vært fordelingen av varmefluksen på røret. Dette skyldes høyst sannsynlig problemene ved innstøping. I tillegg kan usikkerhet i målingen av strømningshastigheten ha hatt stor innvirkning på målingene.

På grunn av de store usikkerhetsmomentene er det vanskelig å konkludere med disse resultatene, så det anbefales å jobbe videre med denne modellen, eller bygge en ny modell, for å minske usikkerhetsmomentene.

14 Forslag til videre arbeid

Det finnes to løsninger på problemene rundt usikkerheten i forsøkene. Den ene går ut på å jobbe med modellen som allerede er bygget, for å forbedre resultatene den gir. Den andre går ut på å ta med seg erfaringene fra denne modellen, for å starte på nytt med en ny modell.

For å forbedre den allerede eksisterende modellen er det mulig å undersøke hvordan varmetapet oppover gjennom det freste sporet påvirker målingene. Dette kan gjøres ved å måle veggtemperaturen på oversiden av det freste sporet. Dermed kan usikkerheten knyttet til hvor mye varme som forsvinner den veien bli redusert.

Usikkerheten rundt vannhastigheten kan minimeres ved å kalibrere vannhastighetsmåleren på nytt, for å se om denne måler feil. Samtidig kan det utføres målinger av hastighetsgradienten i vannrenna for å finne ut om den er stor nok til å måtte tas hensyn til. Dette vil ha stor innvirkning på sammenligningen mellom målingene og teorien.

Måleprogrammet kan også utvides betraktelig for å få flere målepunkter å jobbe med.

Skal det bygges en ny modell må det tas hensyn til problemene ved innstøping av termoelementene i den eksisterende modellen. Det kan være interessant å se mer på en modell som fungerer ved hjelp av et sirkulerende fluid. Ved å ta med seg erfaringene fra design og bygging av den eksisterende modellen vil sannsynligvis en ny modell styre unna problemene som ble oppdaget ved den eksisterende.

Det kan også være interessant å se hvordan resultatene fra de utførte forsøkene lar seg sammenligne mot datasimuleringene utført av Caroline Haug Cock.

15 Bibliografi

A. Zukauskas, & J. Ziugzda. (1985). *Heat Transfer of a Cylinder in Crossflow*.

Çengel, Y. A. (2006). *Heat and Mass Transfer, A Practical Approach, Third Edition*.

Walpole, Myers, Myers, & Ye. (2007). *Probability & Statistics for Engineers & Scientists, Eighth Edition*.

16 Vedlegg

Loggedata er vedlagt digitalt.

